



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
Fakulta strojní



# KONSTRUKCE VIBRAČNÍ DESKY VD 450/22

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství  
*Autor práce:* **Pavel Ratsam**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# CONSTRUCTION OF VIBRATORY PLATE VD450/22

## Bachelor thesis

*Study programme:* B2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2301R000 – Mechanical Engineering  
*Author:* **Pavel Ratsam**  
*Supervisor:* prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.



# **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Jméno a příjmení

**Pavel Ratsam**

Studijní program:

**N2301 – Strojní inženýrství**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářské práce na téma:

## **Konstrukce vibrační desky VD 450/22**

### **Zásady pro vypracování:**

Zkonstruuje vibrační desku VD 452/22 pro firmu NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o., která nahradí stávající model VD 450/22 KLASIK. Konstrukce musí splňovat zadané hodnoty hutnicí síly vibrátoru, hmotnost stroje a životnostní parametry.

### **Obsah bakalářské práce**

1. Představení firmy NTC
2. Představení technologie hutnění vibračními deskami
3. Zpracování designové studie stroje v 3D
4. Výpočtová zpráva
5. Vypracování 2D konstrukční dokumentace VD 452 / 22
6. Ekonomické zhodnocení
7. Závěrečné zhodnocení

Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva: cca 50 stran textu včetně obrázků
- grafické práce: množství nezbytné pro snadné pochopení látky čtenářem  
výkresová dokumentace

Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

Pešík, L.: *Části strojů. 1. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4

Pešík, L.: *Části strojů. 2. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2

Leinveber, J. – Vávra, P.: *Strojnické tabulky.* Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6

Databáze knihovny TUL

COMPACTION and PAVING , Dynapac Publication no. HC 1111-2 Eng.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**

Konzultant bakalářské práce: **doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.**

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.  
děkan

V Liberci dne 7.1.2014

---

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedeném lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ). Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. za odbornou pomoc a rady při kompletaci práce.

Dále bych chtěl poděkovat Prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc. za obětavý přístup a konstruktivní připomínky.

V neposlední řadě bych rád poděkoval zaměstnancům technického oddělení společnosti NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. za ochotu, poskytnutí podkladů pro tvorbu této práce a za možnost podílet se pomocí této práce na vývoji strojního sortimentu společnosti.

Na závěr děkuji mé rodině a přátelům především za psychickou podporu nejen po dobu tvorby této práce, ale i po dobu celého mého studia.

## ANOTACE

Práce ve stručnosti představuje metodu hutnění jako mechanické zvyšování hustoty materiálu a malou hutnicí techniku pro tuto činnost využívanou. V hlavní části se práce zabývá moderním konstrukčním řešením a designovým návrhem jednosměrné vibrační desky pro společnost NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r.o. Česká Skalice. Součástí práce jsou také měření základních parametrů stroje, které jsou požadovány pro dosažení hutnicího účinku od tohoto stroje očekávaného.

**Klíčová slova:** hutnění, vibrace, návrh, konstrukce, vibrační stroje, jednosměrná vibrační deska

## ANNOTATION

This study briefly presents a method of compaction as mechanical increases in material's density and a small compacting technology that is used for this activity. In its main part, the study is concerned with a modern constructional solution and design study of forward vibratory plates for the company called NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. Česká Skalice. One part of this paper also consists of measurements of machine's fundamental parameters, which are necessary for an achievement of compacting effect that is expected from this machine.

**Keywords:** compaction, vibration, design, construction, vibratory machines, forward vibratory plates

## OBSAH

|         |   |    |
|---------|---|----|
| 1       | Cíl práce .....   | 11 |
| 2       | Úvod.....   | 12 |
| 3       | NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. ....                  | 13 |
| 3.1     | Od historie po současnost .....                           | 13 |
| 3.1.1   | Hlavní mezníky společnosti.....                           | 14 |
| 4       | Technologie hutnění .....                                 | 15 |
| 4.1     | Hutnění vibračními deskami .....                          | 16 |
| 4.1.1   | Základní dělení vibračních desek .....                    | 16 |
| 4.1.1.1 | Reverzní vibrační desky .....                             | 16 |
| 4.1.1.2 | Jednosměrné vibrační desky .....                          | 19 |
| 5       | Vibrační deska VD 450/22 KLASIK na trhu od roku 1994..... | 22 |
| 5.1     | Volitelné příslušenství ke stroji VD 450/22 KLASIK.....   | 24 |
| 6       | Nová tvář vibrační desky VD 450/22 .....                  | 25 |
| 6.1     | Základní požadavky koncepce stroje .....                  | 25 |
| 6.2     | Představy o změnách .....                                 | 26 |
| 6.3     | Požadované parametry stroje VD 450/22 .....               | 27 |
| 6.4     | Návrh vibrátoru.....                                      | 28 |
| 6.5     | Návrh motoru .....  | 31 |
| 6.5.1   | Návrh spojky .....  | 31 |
| 6.5.2   | Převodový poměr převodového ústrojí.....                  | 32 |
| 6.5.3   | Zatěžující moment excentru .....                          | 33 |
| 6.5.4   | Teoretický minimální výkon motoru.....                    | 34 |
| 6.5.5   | Volba motoru .....  | 36 |



|         |   |    |
|---------|---|----|
| 6.5.5.1 | Specifikace motoru Honda GX 160.....                            | 36 |
| 6.6     | Návrh převodového ústrojí.....                                  | 37 |
| 6.6.1   | Volba hnací řemenice .....                                      | 37 |
| 6.6.2   | Geometrie řemenového převodu.....                               | 39 |
| 6.6.3   | Výpočet skutečného převodového poměru .....                     | 41 |
| 6.6.4   | Volba řemene.....   | 42 |
| 6.6.4.1 | Teoretická délka řemene .....                                   | 42 |
| 6.6.4.2 | Volba řemene .....  | 43 |
| 6.6.4.3 | Skutečná osová vzdálenost řemenic .....                         | 44 |
| 6.6.5   | Síly působící v řemenovém převodu.....                          | 45 |
| 6.7     | Návrh uložení hřídele vibrátoru.....                            | 47 |
| 6.7.1   | Amplituda vibrací.....  | 47 |
| 6.7.1.1 | Výpočet teoretické hodnoty amplitudy vibrací.....               | 48 |
| 6.7.1.2 | Časový průběh výchylky a zrychlení plotny pod osou hřídele..... | 49 |
| 6.7.2   | Síly působící na uložení hřídele.....                           | 53 |
| 6.7.2.1 | Určení fáze setrvačné síly .....                                | 53 |
| 6.7.2.2 | Výpočet namáhání uložení .....                                  | 63 |
| 6.7.2.3 | Volba ložisek a výpočet trvanlivosti .....                      | 65 |
| 6.8     | Konstrukčně - designový rozbor stroje VD 450/22.....            | 67 |
| 6.8.1   | Celkový pohled na stroj VD 450/22 .....                         | 67 |
| 6.8.2   | Rozbor součástí stroje.....                                     | 68 |
| 6.8.2.1 | Spodní deska s vibrátorem .....                                 | 68 |
| 6.8.2.2 | Ochranný rám stroje.....  | 68 |
| 6.8.2.3 | Přední kryt .....   | 69 |
| 6.8.2.4 | Kryt řemenového převodu .....                                   | 69 |
| 6.8.2.5 | Nádrž na vodu.....  | 70 |

|         |   |    |
|---------|---|----|
| 6.8.2.6 | Podvozek.....   | 70 |
| 7       | Ekonomické zhodnocení projektu .....                        | 71 |
| 8       | Závěrečné zhodnocení projektu .....                         | 72 |
| 8.1     | Porovnání designu strojů VD 450/22 KLASIK a VD 450/22 ..... | 72 |
| 8.2     | Porovnání amplitudy a frekvence vibrací .....               | 73 |
| 8.2.1   | Měření amplitudy a frekvence vibrací pomocí vibrometru..... | 73 |
| 8.2.2   | Porovnání teoretické a skutečné amplitudy vibrací .....     | 75 |
| 8.2.3   | Porovnání naměřených a zadaných hodnot frekvence .....      | 76 |
| 8.3     | Porovnání hmotnostních parametrů stroje.....                | 77 |
| 8.4     | Porovnání životnostních parametrů .....                     | 77 |
| 9       | Závěr.....  | 78 |
| 10      | Seznam použité literatury .....                             | 79 |
| 11      | Seznam obrázků .....  | 81 |
| 12      | Seznam tabulek.....   | 83 |
| 13      | Seznam příloh .....   | 84 |

## 1 CÍL PRÁCE

Cílem této práce je zkonstruovat jednosměrnou vibrační desku VD 450/22, s pracovním označením prototypu VD 452/22, pro firmu NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. Česká Skalice na základě vibrační desky VD 450/22 KLASIK, která byla na trh s vibrační technikou uvedena v roce 1994. Od doby zahájení výroby až do současnosti se na tomto stroji neprováděly významnější technické změny. Jedním z hlavních důvodů pro zahájení prací na konstrukci nové desky je zastaralý design, který již nevyhovuje dnešním zákazníkům. Z tohoto důvodu je třeba zkonstruovat atraktivnější vibrační desku, která osloví širší spektrum zákazníků. Nová vibrační deska VD 450/22 si přitom musí zachovat hutnicí schopnosti a s nimi spjaté parametry stroje, kterými disponovala deska VD 450/22 KLASIK. Parametry, které je třeba zachovat, jsou například: odstředivá síla generovaná vibrátorem o hodnotě  $22\text{kN} \pm 0,1\%$ , hmotnost stroje  $150\text{kg} \pm 2\%$ , která je předepsaná pro stroj bez připojení volitelného příslušenství, a frekvence vibrátoru, která byla stanovena jako hodnota  $81\text{Hz} \pm 5\%$  pro dosažení potřebného hloubkového hutnicího účinku. Nová generace této jednosměrné vibrační desky, tedy VD 450/22, má za cíl tyto vhodně zvolené parametry vyzdvihnout a aktuální nedostatky v oblasti designu a náročnosti na výrobu eliminovat. U reálného modelu není sice možné dokonale vyhovět zvoleným požadavkům, ale je více než možné se k nim dostatečně přesně přiblížit. Proto bude po konstrukci stroje provedeno měření na zkompletovaném stroji, aby bylo zřejmé, že konstrukce stroje vyhovuje svými parametry i v reálném prostředí a ne pouze po stránce teoretické. Kromě dosažení základních parametrů stroje je také požadováno snížení výrobních nákladů stroje. S tím je spjata nutnost využití moderních a efektivnějších technologií pro výrobu, jako je například laserové pálení, obrábění na víceosých centrech aj. Pro představu tvaru a designu stroje bude proveden 3D návrh konstrukce stroje a následně bude vytvořena 2D konstrukční dokumentace jednotlivých dílů pro možnost výroby a kompletace stroje v dílnách společnosti NTC.

## 2 ÚVOD

Tématem této bakalářské práce je konstrukce jednosměrné vibrační desky s označením VD 450/22, která je konstruována pro společnost NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. Česká Skalice. Tato firma vyrábí od roku 1994 jednosměrnou vibrační desku VD 450/22 KLASIK, která si za dobu své existence vydobyla dobré jméno nejen na tuzemském trhu, ale také ve světě. Nová vibrační deska VD 450/22 by měla být zkonstruována tak, aby důstojně nahradila stávající model po stránce kvality a spolehlivosti, ale zejména by měla oživit design v současnosti vyráběného stroje, který je od roku 1994 prakticky beze změn.

Od roku 1994 se zásadním způsobem zlepšila dosažitelnost špičkových technologií, a to zejména laserového pálení a obrábění na automatických víceosých centrech. Cílem nové konstrukce je mimo jiné zařadit tyto moderní technologie v co možná největší míře do procesu výroby a díky jejich vysoké efektivnosti a přesnosti snížit množství použitých operací, a tím i výrazně snížit výrobní náklady finálního stroje. To by mělo zvýšit konkurenceschopnost tohoto výrobku v tuzemsku, ale zejména na světových trzích, kam je vibrační deska VD 450/22 směřována. O tom, jak obtížné je prosadit se zejména na evropském trhu, svědčí i to, že z pěti světových lídrů - výrobců malé vibrační techniky, do které výrobky společnosti NTC spadají, pocházejí první tři z Německa (Wacker, Bomag, Weber). Zejména společnosti Wacker a Bomag stanovují trendy dalšího rozvoje a směřování v oblasti výzkumu a vývoje tohoto druhu techniky.

### 3 NTC STAVEBNÍ TECHNIKA SPOL. S R. O.



#### 3.1 OD HISTORIE PO SOUČASNOST

Společnost NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. Česká Skalice byla založena v roce 1991. Zpočátku své existence byla činnost společnosti soustředěna na opravy použitých strojů. Snaha o rozšiřování aktivit vedla v roce 1992 k zahájení vývoje a následně v roce 1993 k zavedení sériové výroby prvního vlastního výrobku, jímž byla jednosměrná vibrační deska. S tímto výrobkem si firma vydobyla dobré postavení na českém a slovenském trhu. Jednosměrná vibrační deska firmy NTC byla oblíbenou především díky své kvalitě, vysoké odolnosti, výborným hutním parametrům a konkurenceschopné ceně. Vývoj a výroba vlastních výrobků pak už pokračovaly dále. Postupem času společnost rozšiřovala svou nabídku strojů a v dnešní době nabízí celou řadu malé hutní a stavební techniky:

- jednosměrné vibrační desky
- reverzní vibrační desky
- vibrační pěchy
- vedené vibrační válce
- tandemové vibrační válce
- řezače spár
- elektrocentrály

Mimo výrobu malé stavební mechanizace se NTC trvale věnuje i dalším oblastem činnosti. Jsou to především:

- prodej nových i použitých stavebních strojů jiných značek
- servis a opravy stavebních strojů
- půjčování stavebních strojů a zařízení
- prodej náhradních dílů

Ve společnosti NTC zajišťuje vysokou kvalitu výrobků a služeb systém řízení jakosti ISO 9001:2009.

---

### 3.1.1 HLAVNÍ MEZNÍKY SPOLEČNOSTI

- 1991 - založení společnosti
- 1993 - zahájení vlastní výroby vibračních desek
- 1995 - počátky exportu strojů NTC
- 1996 - 2001 - NTC zastupuje v ČR značku MIKASA
- 1998 - začátek výroby vedených vibračních válců
- 1999 - zavedení systému jakosti dle ISO 9001
- 2000 - export strojů NTC se stává dominantní aktivitou firmy
- 2001 - první účast na stavebním veletrhu BAUMA v Německu
- 2006 - začátek vývoje tandemových válců
- 2008 - uvedení tandemových válců na trh
- 2010 - redesign a doplnění reverzních desek
- 2011 - 2012 - rozšíření sortimentu o nové řady jednosměrných desek
- **2013 - 2014 - Redesign řezačů spár a jednosměrných vibračních desek řady KLASIK**

## 4 TECHNOLOGIE HUTNĚNÍ

Hutnění je technologie, která se používá ve stavebnictví. Je to metoda, při níž se mechanicky zvyšuje hustota materiálu, např. zeminy. Slouží pro zvýšení únosnosti materiálu, zamezení sesedání, předchází poškození mrazem, zlepšuje stabilitu, omezuje propustnost vody a jiné. Nedostatečné zhutnění je často příčinou sesedání překopů silnic, praskání základů staveb, praskání potrubí a dalších nežádoucích jevů. Hutní technika a metody hutnění jsou přitom poměrně cenově nenáročné a dostupné. Jejich správným použitím tak lze jednoduchým a levným způsobem zamezit značným škodám. V běžné praxi se jedná zejména o zhutňování zemin, živičných povrchů a zhutňování při pokládce zámkové dlažby. [10]

V principu se hutnění rozděluje na hlavní dvě odvětví: hutnění statické a hutnění dynamické. Princip statického hutnění je znám už z dávnověku, nicméně jeho hloubková účinnost je velmi nízká a je závislá na velikosti hutní plochy, ale zejména na hmotnosti hutního zařízení. Na přelomu 19. a 20. století se ve větší míře začalo prosazovat strojní dynamické hutnění. Zpočátku se jednalo o jednoduchá zařízení, většinou vlečené nebo samojízdné vibrační desky s jednoduchým neusměrněným vibrátorem. Následně se začaly využívat i vibrátory usměrněné a mezi válkami se začaly konstruovat první vibrační válce. Zavedením těchto technologií do stavebnictví se výrazně zvýšily únosnosti podloží vozovek a železničních svršků, a tím i jejich schopnost odolávat stále většímu zátěží provozu.

V současné době vývoj jednotlivých technologií vzhledem ke složitosti problematiky a specifikům využití dospěl do stadia, kdy vzniklo několik samostatných specifických typů strojů, jako jsou vibrační pěchy, jednosměrné vibrační desky, reverzní vibrační desky, ježkové vibrační válce, živičné vibrační válce a zeminové vibrační válce. Tyto stroje se využívají pro konkrétní účely a to z hlediska ekonomičnosti a kvality zhutnění jednotlivých povrchů.

## 4.1 HUTNĚNÍ VIBRAČNÍMI DESKAMI

Vibrační desky jsou stavební stroje s univerzálním využitím vhodné pro hutnění zemin a živičných povrchů. Využívají se pro stavební práce menšího rozsahu a pro speciální práce jako např. hutnění výkopů, zámkové dlažby aj. Jejich nespornou výhodou je poměr hutnícího účinku a pořizovací ceny, což přispělo k jejich rozšíření. Další významnou výhodou je to, že relativně malý a lehký stroj, který se snadno přepravuje a pro manipulaci s ním je zapotřebí jednoho pracovníka, má hutnící účinek srovnatelný s drahými a velkými stroji, jako jsou například vibrační válce.

U vibračních desek jsou vibrace vyvozovány excentrickým hřídelem, který vlivem dané frekvence vyvíjí požadovanou odstředivou sílu, která zajišťuje hutnící účinek stroje, včetně jeho pojezdu.

### 4.1.1 ZÁKLADNÍ DĚLENÍ VIBRAČNÍCH DESEK

Vibrační desky se dělí do dvou hlavních kategorií, vibrační desky reverzní a vibrační desky jednosměrné.

#### 4.1.1.1 REVERZNÍ VIBRAČNÍ DESKY

Reverzní vibrační desky pracují na principu usměrněného vibrátoru, což je vibrátor generující výslednou sílu, která mění svou velikost i orientaci, ale zachovává stálý úhel naklonění nositelky síly od hutněného povrchu, který je závislý na zvoleném režimu hutnění. Vibrátor reverzní vibrační desky se skládá ze dvou excentrických hřídelů propojených ozubenými koly, z nichž jedno je uloženo na děleném hřídeli, který při změně polohy ozubeného kola vůči nevývažkům o 180° zajišťuje přesun výslednice odstředivé síly v rozsahu 90° a tím změnu směru pojezdu stroje. Dle nastavení vzájemné polohy nevývažků lze docílit tří základních režimů činnosti reverzní vibrační desky. Jsou to hutnění s dopředným pohybem, hutnění na místě a hutnění se zpětným pohybem vibrační desky.

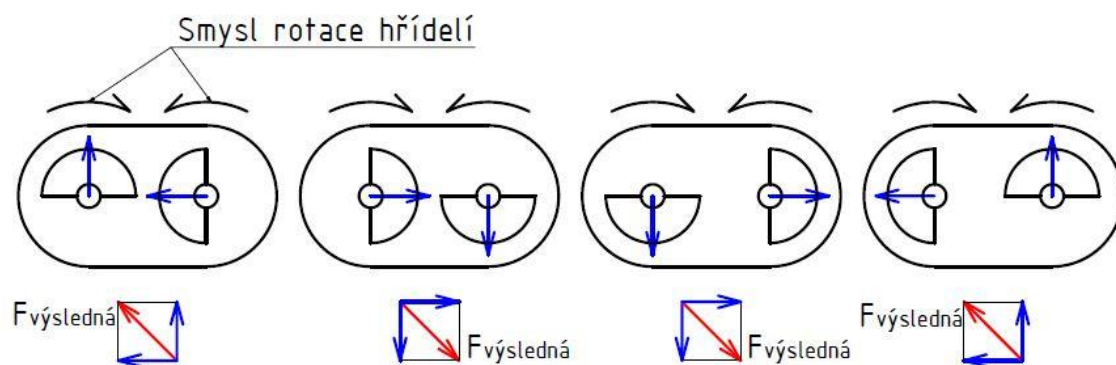




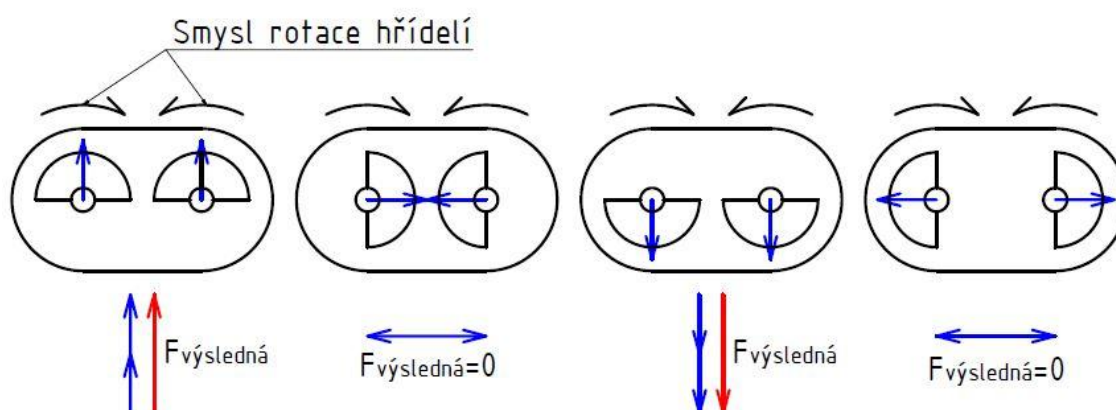
Obr. 01 - Schéma reverzní vibrační desky a principy nastavení vibrátorů [9]

Změny mezi těmito základními polohami lze provádět plynule, což umožňuje regulaci pojezdové rychlosti. Tato rychlost je závislá na úhlu naklonění nositelky výslednice síly.

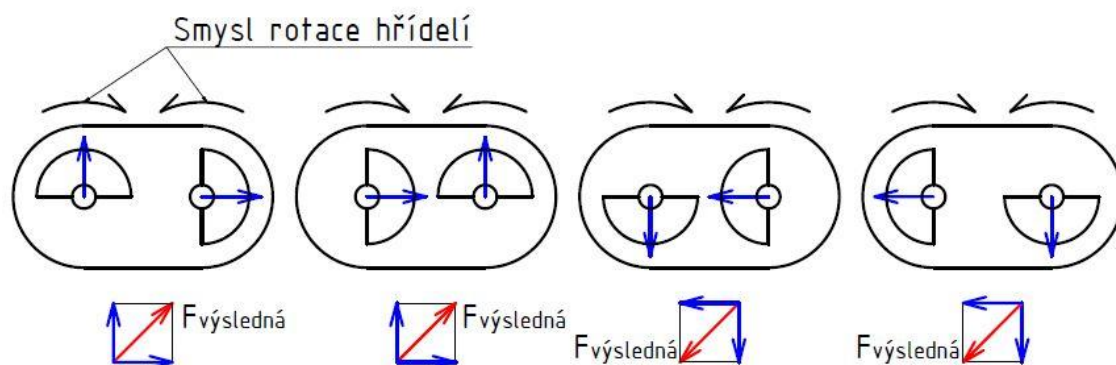
Hutnění s dopředným pohybem:



Hutnění na místě:



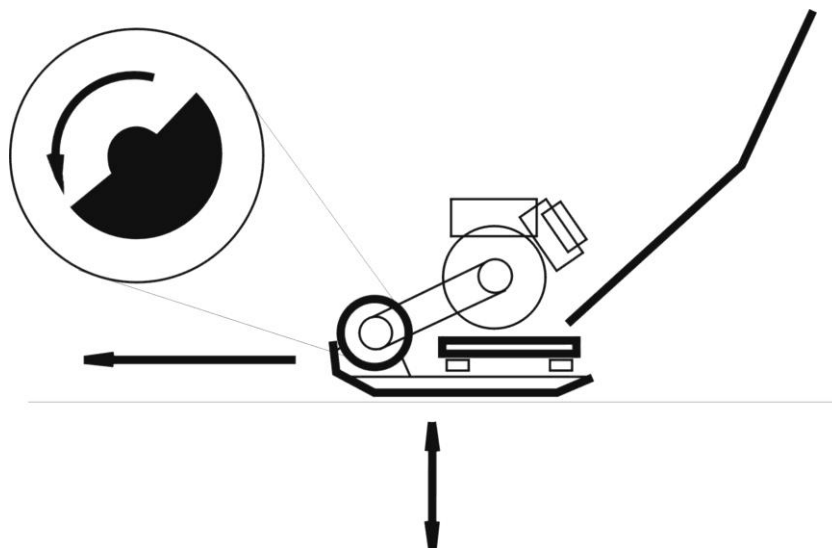
Hutnění se zpětným pohybem:



Obr. 02 - Působící síly při jednotlivých režimech hutnění

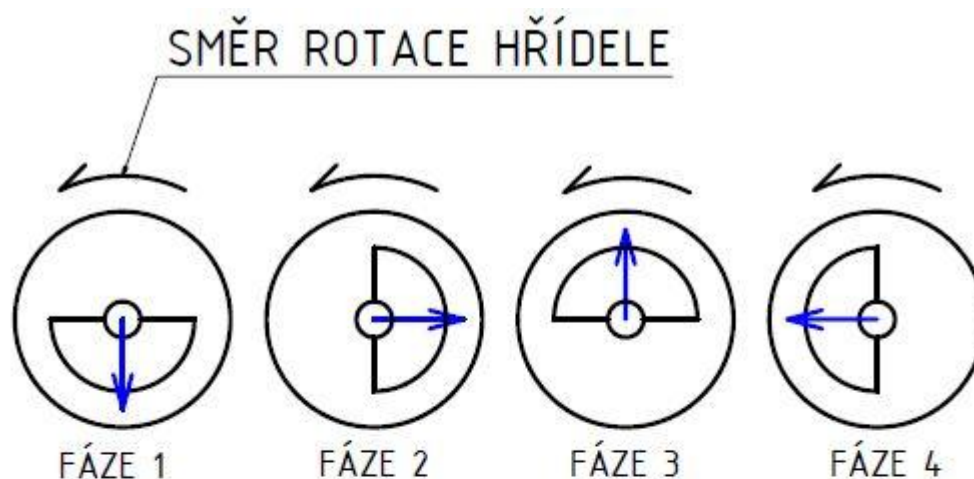
#### 4.1.1.2 JEDNOSMĚRNÉ VIBRAČNÍ DESKY

Jednosměrné vibrační desky jsou stroje, které oproti reverzním vibračním deskám pracují na principu neusměrněného vibrátoru. Neusměrněné vibrace jsou generovány jedním nevyváženým hřídelem, který koná rotační pohyb.



Obr. 03 - Schéma jednosměrné vibrační desky a princip činnosti [9]

Odstředivá síla, vyvozená rotačním pohybem excentru, působí v daný okamžik kolmo od osy rotace směrem do těžiště nevyvážky. Dopředný pohyb stroje je vyvozen vodorovnou složkou odstředivé síly působící ve směru pohybu a svislou složkou této síly působící vzhůru a způsobující odlehčení stroje. Účinek odstředivé síly způsobující zpětný pohyb stroje je snižován svislou složkou síly působící směrem dolů. Tato složka síly zvyšuje tření mezi hutnicí deskou stroje a hutněným materiálem.



- 1: Odstředivá síla působí ve směru tíhy stroje, maximální normálová síla působící na hutněný materiál
- 1-2: Maximální tření mezi hutnící deskou a hutněným materiálem, možný pohyb vzad
- 2: Odstředivá síla působí proti směru pohybu, možný pohyb vzad
- 2-3: Odstředivá síla působí proti tíze stroje a zároveň proti směru pohybu, pohyb vzad
- 3: Odstředivá síla působí pouze proti tíze stroje, stroj bez kontaktu se zemí
- 3-4: Odstředivá síla působí proti tíze stroje a zároveň ve směru pohybu, maximální pohyb stroje vpřed
- 4: Odstředivá síla působí pouze ve směru pohybu stroje, pohyb vpřed
- 4-1: Síla působí ve směru pohybu a zároveň ve směru působení tíhy stroje, kontakt stroje se zemí, rostoucí třecí síla, snižování efektu dopředného pohybu

Obr. 04 - Fáze neusměrněného vibrátoru a princip činnosti

V praxi jsou jednosměrné vibrační desky rozdělovány do dvou kategorií:

- Podle celkové hmotnosti
- Podle frekvence vibrátoru

Podle celkové hmotnosti se vibrační desky dělí na lehké, střední a těžké.

Stroje nejnižší váhové kategorie 60 - 80 kg jsou vhodné pro opravy komunikací. Jejich hlavní výhodou je snadná manipulace při přepravě a práci na staveništi. Z tohoto důvodu jsou oblíbené např. u opravářských čet Správy a údržby silnic. Jejich nevýhodou je vzhledem k malé odstředivé síle menší hloubkový účinek. [10]

Střední váhová kategorie 100 - 120 kg jsou stroje, které vynikají svojí univerzálností. Je možné je použít na všechny druhy prací, od hutnění živíc a zemin až po hutnění zámkové dlažby. Přitom stále zachovávají výhodu poměrně snadné manipulace. V této kategorii nabízejí výrobci nejvíce typů. [10]

Nejtěžší typy jednosměrných vibračních desek jsou vhodné pro práce, kde je vyžadován velký hutnící účinek. Jejich vyšší váha je příčinou obtížnější manipulace s nimi, a proto je vhodné je nasazovat tam, kde mohou pracovat delší dobu na jednom místě. [10]

Podle frekvence vibrátoru se vibrační desky dělí na nízkofrekvenční a vysokofrekvenční.

Nízkofrekvenční vibrační desky pracují v rozsahu frekvencí 70 - 85 Hz. Jsou to stroje s velkým hloubkovým účinkem, vhodné zejména pro hutnění podloží komunikací a zámkových dlažeb.

Vysokofrekvenční vibrační desky pracují v rozsahu frekvencí 90 - 110 Hz. Jedná se o stroje používané zejména na hutnění živičných povrchů, nicméně v posledních letech se jejich využití rozšířilo i na podloží komunikací a zámkové dlažby. Jejich hlavní výhodou je klidný chod při hutnění a tím dosahování lepší rovinnosti povrchu hutněné plochy. Nevýhodou je zejména menší hloubkový účinek proti nízkofrekvenčním deskám.

## 5 VIBRAČNÍ DESKA VD 450/22 KLASIK NA TRHU OD ROKU 1994



Obr. 05 - Vibrační deska VD 450/22 KLASIK [8]

V roce 1994 byla na trh malé hutnické techniky uvedena jednosměrná vibrační deska společnosti NTC s označením VD 450/22 KLASIK. Tento stroj patřil do řady prvních sériově vyráběných strojů této firmy a především díky němu se začínající firma NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. dostala do povědomí zákazníků zabývajících se jak obchodem se stavební mechanizací, tak i samotnou prací s těmito stroji.



| Typ                  | Jednotky           | Hodnota   |
|----------------------|--------------------|-----------|
| Provozní hmotnost    | kg                 | 150       |
| Statický měrný tlak  | kg/cm <sup>2</sup> | 0,084     |
| Frekvence            | Hz                 | 81        |
| Odstředivá síla      | kN                 | 22        |
| Rychlost pojezdu     | m/min              | 25        |
| Maximální stoupavost | %                  | 40        |
| Šířka hutnicí desky  | mm                 | 450       |
| Délka hutnicí desky  | mm                 | 550       |
| Motor                | ---                | HONDA     |
| Typ                  | ---                | GX 160 K1 |
| Výkon                | kW                 | 4         |
| Otáčky               | ot./min            | 3600      |
| Spotřeba paliva      | l/hod              | 1,2       |

Tab. 01 - Technické parametry stroje VD 450/22 KLASIK [8]

K přednostem této jednosměrné vibrační desky patří především robustní konstrukce, odolnost, snadná ovladatelnost při hutnění a velký hutnicí účinek, který se pohybuje v rozsahu 200 - 300 mm hloubky pro hutnění štěrku a písků při dosažení míry zhutnění 95 - 90% Proctor standard, kde 100% Proctor standard je míra zhutnění pro materiál bez možnosti dalšího mechanického zhutňování.

Vibrační deska VD 450/22 KLASIK je určena zejména pro zhutňování písčitých a štěrkových zemin při pracích menšího rozsahu, nebo jako doplněk k větším hutnicím strojům. S výhodou ji lze využít při výstavbě a opravách chodníků, při hutnění v omezeném prostoru základů staveb apod.

## 5.1 VOLITELNÉ PŘÍSLUŠENSTVÍ KE STROJI VD 450/22 KLASIK

K tomuto stroji je možné pořídit si další volitelné příslušenství, jako je např. skrápění pro hutnění živičných povrchů. Díky tomuto příslušenství lze vibrační desku VD 450/22 KLASIK využít i při údržbářských či opravářských pracích na komunikacích. Dalším volitelným příslušenstvím je plastová podložka pro hutnění zámkové dlažby, díky které nedochází při hutnění k poškození pokladového materiálu. Pro snadnější přepravu a manipulaci stroje lze využít podvozek, který také nepatří do základní výbavy tohoto stroje. Posledním volitelným příslušenstvím nabízeným při koupi stroje VD 450/22 KLASIK je počítadlo motohodin, které si oblíbili především lidé ve vedoucích pozicích stavebních firem, a to zejména pro možnost kontroly spotřeby pohonných hmot a hlídání servisních intervalů.



Obr. 06 - Volitelné příslušenství ke stroji VD 450/22 KLASIK [8]



## 6 NOVÁ TVÁŘ VIBRAČNÍ DESKY VD 450/22

Cílem konstrukce nové vibrační desky VD 450/22 je nahradit zákazníky oblíbený stroj VD 450/22 KLASIK, který si svou oblibu získal nejen dobrými technickými parametry, vysokou odolností a spolehlivostí, ale také nízkými nároky na údržbu a v neposlední řadě konkurenceschopnou cenou. Její přednosti se projevily zejména v náročných podmínkách provozů půjčoven, které jsou jejich největšími odběrateli.

### 6.1 ZÁKLADNÍ POŽADAVKY KONCEPCE STROJE

Od počátku výroby vibrační desky VD 450/22 KLASIK se konstrukce vibračních desek měnila ve snaze najít optimální řešení pro uživatele. Roky vývoje konstrukčního řešení vibračních desek ukázaly, co uživatelé nejvíce ocení při práci s těmito stroji. Tyto poznatky firma NTC chce využít u konstrukce své nové desky VD 450/22.

Díky snaze o získání co největší univerzálnosti stroje je nutné, aby byl schopen hutnit jak zeminy, zámkové dlažby, tak i živičné povrchy. Z tohoto důvodu je nutné, aby byla u stroje možnost využít kropicí systém, který bude z hlediska prodeje stroje veden jako volitelné příslušenství. Taktéž musí být možno stroj dodatečně vybavit plastovou podložkou na hutnění zámkových dlažeb vzhledem k tomu, že technologie pokládky zámkových dlažeb je zejména v Evropě velmi oblíbená a rozšířená.

Z důvodu pohodlnosti a snadné ovladatelnosti stroje chce firma NTC u této desky využít uživatelsky oblíbenou konstrukci rukojeti, tzv. kočárkovou rukojeť, která bude disponovat možností sklopení, což povede ke snížení požadovaného prostoru, který bude stroj zabírat při přepravě a uložení.

Z hlediska přepravy a manipulace se strojem si uživatelé oblíbili možnost integrovaného podvozku. U stávajícího provedení je podvozek řešen jako samostatný díl, který se na stroj připevní pouze v okamžiku potřeby přepravy. Nevýhodou tohoto řešení byla zejména jeho častá ztráta.

Nutnou součástí vibrační desky je, dle směrnice Evropského parlamentu a Rady 2006/42/ES ze dne 17. května 2006 o strojních zařízeních a o změně směrnice 95/16/ES podle přílohy 1, centrální závěs pro manipulaci pomocí zdvihacího zařízení.

## 6.2 PŘEDSTAVY O ZMĚNÁCH

Mezi hlavní změny, které je nutné provést na přechodu ze stroje VD 450/22 KLASIK na VD 450/22, patří provedení změn na designu, který se od roku 1994 prakticky nezměnil. Moderní zákazník požaduje kromě špičkových technických parametrů a vysoké užitné hodnoty, které jsou považovány téměř za samozřejmost, také odpovídající design. Firma NTC se v posledních letech velmi intenzivně začala zabývat designem svých strojů. Ke spolupráci přizvala pražskou designovou společnost Čadek, ve spolupráci s níž byly vytvořeny první stroje s moderním designem. Jednalo se o řadu vibračních desek VD 15 - 24, na jejichž design má společnost NTC přihlášený průmyslový zdroj. U dalších strojů, zejména z důvodů vysokých nákladů, se společnost rozhodla vycházet z vlastních návrhů, nicméně směr stanovený designovou společností se snaží zachovat.

Se změnou designu jsou spojeny i změny proporcí stroje. To má za následek, v rámci zachování požadavků na parametry stroje, konstrukční změny. Například změny excentru vibrátoru, který je základním prvkem pro funkci vibrační desky, dále změny hutnicí desky, která musí garantovat potřebnou hutnicí schopnost stroje, vyvažující závaží, které je nutné změnit v důsledku změn na hmotnosti celého stroje, a další.

Dalším významným požadavkem je zavedení co možná nejvyššího procenta normalizovaných a typizovaných dílů obsažených ve stroji z důvodu ekonomičnosti výroby. Lze proto mluvit o snaze docílit co největší univerzálnosti strojních součástí.

Dalším z požadavků je změna technologie výroby jednotlivých polovýrobků, díky čemuž by mělo být dosaženo dalšího snížení výrobních nákladů. Tyto postupy se osvědčily již při konstrukci vibračních desek řady VD 15 - 24, kde se jejich důsledným zavedením podařilo snížit jejich výrobní náklady o cca 20%.

I z těchto důvodů se v rámci dlouhodobého plánu vývoje společnosti rozhodlo o zahájení prací na nové konstrukci stroje VD 450/22 KLASIK, který již podle názorů představitelů společnosti plně nevyhovoval požadavkům zákazníků.

### 6.3 POŽADOVANÉ PARAMETRY STROJE VD 450/22

Stroj VD 450/22 patří do skupiny strojů nazývaných jednosměrné vibrační desky, kterých vyrábí firma NTC celou řadu. Z důvodu jednoduchosti a srozumitelnosti označení se firma rozhodla označovat stroje pomocí základních parametrů, což pomáhá i odběratelům snadněji se orientovat v nabídce.

Písmena VD představují obecné označení stroje "Vibrační Deska", kde se pro jednosměrné desky používá pouze označení VD, a například pro reverzní vibrační desky je použito označení VDR. Prvním základním technickým parametrem stroje je s označením shodná číslice 450, která představuje šířku hutnící desky v milimetrech. Dalším parametrem, jež je možno vyčíst přímo z označení stroje, je odstředivá síla, kterou je stroj schopen vyvinout, v jednotkách kN. V tomto případě se jedná o odstředivou sílu o hodnotě 22 kN.

Mezi další důležité parametry je nutné zařadit celkovou hmotnost stroje, která v praxi představuje základní veličinu pro rozdělení vibračních desek do skupin, a to z důvodu zásadního vlivu hmotnosti stroje na jeho hutnící účinek.

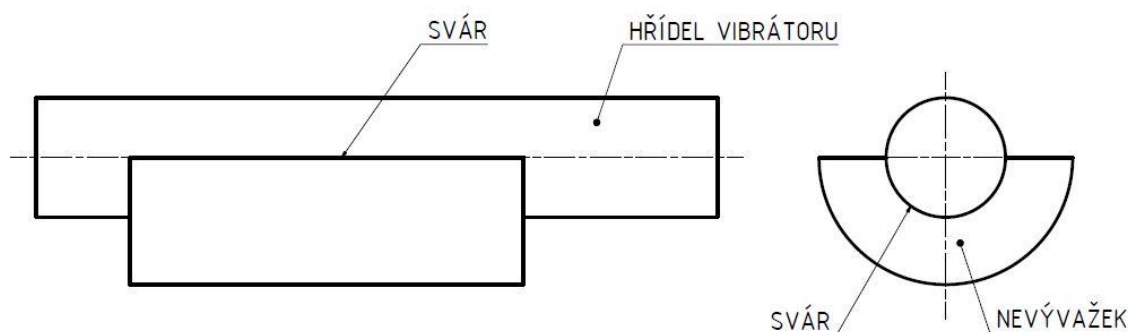
V neposlední řadě je nutné zmínit frekvenci vibrátoru, která souvisí s celkovým hutnícím účinkem stroje.

| Typ                    | Jednotky | Hodnota   |
|------------------------|----------|-----------|
| Hmotnost               | kg       | 150       |
| Frekvence vibrátoru    | Hz       | 81        |
| Odstředivá síla        | kN       | 22        |
| Rychlost pohybu stroje | m/min    | 25        |
| Rozměry hutnící desky  | mm       | 450 x 580 |

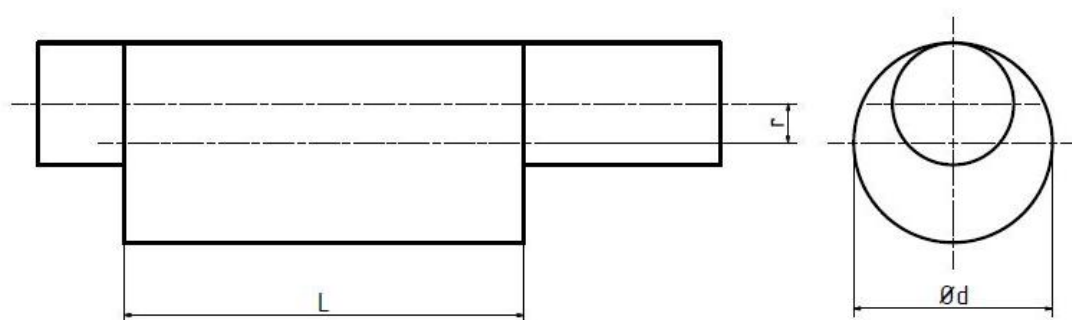
Tab. 02 - Základní parametry stroje VD 450/22

## 6.4 NÁVRH VIBRÁTORU

Vibrátor je část vibrační desky, která vykonává pracovní pohyb stroje. V případě této vibrační desky je vibrátor konstruován pomocí nevyváženého hřídele. V minulosti byl nevyvážek na hřídel vibrátoru navařován. Při výrobě takto konstruovaného vibrátoru byly příliš velké ztráty materiálu způsobené především vrtáním otvoru do nevyvážky. Při navrhování nového modelu stroje byla snaha nevyvážek zkonstruovat tak, aby bylo možné tyto ztráty materiálu co nejvíce snížit a tím snížit náklady na výrobu. Jako způsob výroby hřídele vibrátoru pro nový model stroje bylo zvoleno soustružení, kde se s výhodou využívá soustruhů s možností excentrického uložení sklíčidla. Použití této technologie výrazně zkracuje výrobní časy, snižuje výrobní náklady a zvyšuje přesnost obráběných ploch pro uložení ložisek.



Obr. 07 - Schéma vařeného vibrátoru (Staré provedení)



Obr. 08 - Schéma soustruženého vibrátoru (Nové provedení)

V souladu s nově navrženou konstrukcí nevývažku a požadovanými hodnotami odstředivé síly a frekvence je níže proveden návrh a výpočet parametrů nevývažku.

#### *VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET PARAMETRŮ VIBRÁTORU*

---

Požadovaná odstředivá síla

$$F_o = 22 \text{ kN}$$

Frekvence vibrátoru

$$f_2 = 81 \text{ Hz}$$

Úhlová rychlost vibrátoru

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot f_2 = 2 \cdot \pi \cdot 81 = 508,94 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### *NÁVRH PARAMETRŮ NEVÝVAŽKU*

---

Průměr nevývažku

$$d = 77 \text{ mm} = 0,077 \text{ m}$$

Délka nevývažku

$$L = 155 \text{ mm} = 0,155 \text{ m}$$

Rameno nevývažku

$$r = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$$

Materiál nevývažku

Ocel 11 375

Měrná hmotnost materiálu nevývažku

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

VÝPOČET

---

Hmotnost nevývažku

$$m = V \cdot \rho = \frac{L \cdot \pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho = \frac{0,155 \cdot \pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 7850 = 5,6659 \text{ kg}$$

Odstředivá síla

$$F_o = m \cdot r \cdot \omega_2^2 = 5,6659 \cdot 0,015 \cdot 508,94^2 = 22,0137 \text{ kN} \cong 22 \text{ kN}$$

SÍLA VYHOVUJE POŽADOVANÉ HODNOTĚ

## 6.5 NÁVRH MOTORU

Motor, pohonná jednotka, má ve funkci stroje základní roli, kterou je samotný chod stroje. Pro návrh motoru je nejdůležitějším parametrem jeho potřebný výkon. Jelikož je excentr konstruovaný jako setrvačnick, největší výkon bude za potřebí při rozběhu stroje. Tento výkon musí být větší, než je spotřebovaný výkon.

### 6.5.1 NÁVRH SPOJKY

Propojení mezi pohonnou jednotkou a vibrátorem musí být přerušené v případě, že stroj nebude pracovat v provozních otáčkách, ale v otáčkách volnoběžných. Tento požadavek je stanoven směrnicí Evropského parlamentu a Rady 2006/42/ES ze dne 17. května 2006 o strojních zařízeních a o změně směrnice 95/16/ES podle přílohy 1, článku 1.2.4. Z tohoto důvodu byla do stroje navržena odstředivá spojka německé společnosti Amsbeck, která plně odpovídá výše uvedeným normám. Výhodou tohoto německého dodavatele je zejména to, že se dlouhodobě zabývá návrhem a konstrukcí odstředivých rozběhových spojek pro malé jednoválcové motory a pro konkrétní motory dodává přesně dimenzované odstředivé spojky. Tím odpadá potřeba její konstrukce a složitého výpočtu. Spojky tohoto výrobce je možno nalézt na strojích těch nejvýznamnějších výrobců vibračních desek, jako jsou společnosti Bomag, Weber aj. Pro lehké jednoválcové motory, které se u těchto strojů využívají, jsou spojky konstruovány tak, aby spínací otáčky spojky byly v rozmezí 1800 - 1900 ot./min.

### 6.5.2 PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Vstupem do převodového ústrojí jsou pracovní otáčky motoru, které jsou pro drobné motory používané v této technice, nastavovány na rozsah 2000 - 3600 ot./min. Z důvodu co největšího přiblížení převodového poměru k číslu 1 u tohoto stroje volíme maximální možnou hodnotu  $3600 \text{ min}^{-1}$ . Tyto otáčky je třeba převodovým ústrojím upravit na požadovanou výstupní frekvenci vibrátoru, která je 81 Hz.

#### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Pracovní otáčky motoru

$$n_1 = 3600 \text{ ot/min}$$

Požadovaná frekvence vibrátoru

$$f_2 = 81 \text{ Hz}$$

#### VÝPOČET

Otáčky excentru

$$n_2 = f_2 \cdot 60 = 81 \cdot 60 = 4860 \text{ ot/min}$$

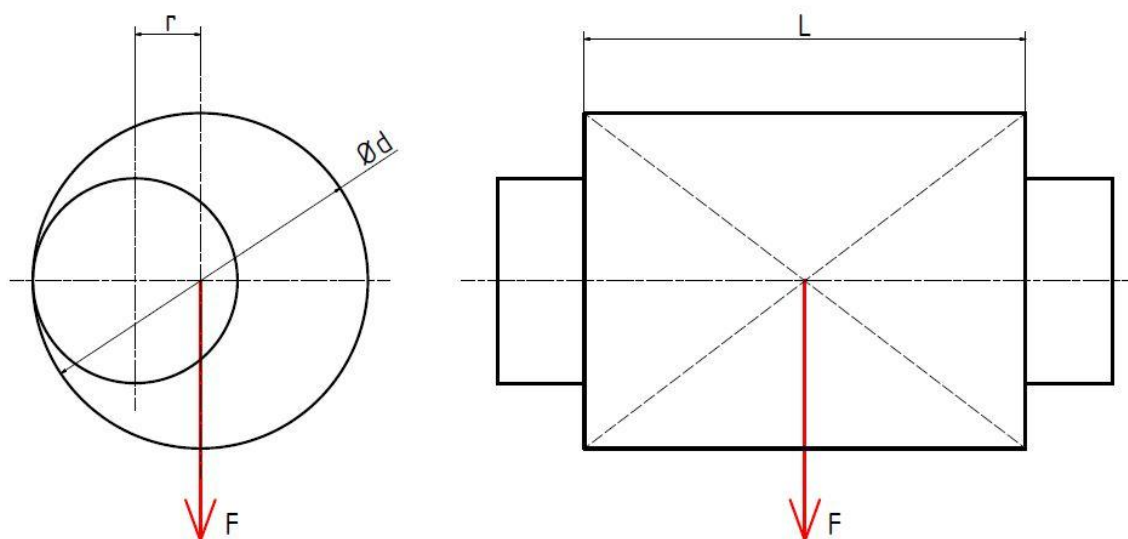
Teoretický převodový poměr

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3600}{4860} = 0,740740$$



### 6.5.3 ZATĚŽUJÍCÍ MOMENT EXCENTRU

Zatěžující moment (kroutící moment) je přímo úměrný ramenu působící síly a z toho lze usoudit, že největší hodnota zatěžujícího momentu bude, dle obrázku níže, ve chvílích, kdy se osa excentru nachází ve stejné úrovni jako osa rotace hřídele.



Obr. 09 - Schéma excentru při vyvinutí největšího zatěžujícího momentu

#### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍHO MOMENTU EXCENTRU

Hmotnost nevývažku

$$m = 5,6659 \text{ kg}$$

Rameno nevývažku

$$r = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$$

Gravitační zrychlení

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Síla od excentru

$$F = m \cdot g = 5,6659 \cdot 9,81 = 55,5825 \text{ N}$$

Zatěžující moment excentru

$$M_z = F \cdot r = 55,5825 \cdot 0,015 = 0,8337 \text{ Nm}$$

---

#### 6.5.4 TEORETICKÝ MINIMÁLNÍ VÝKON MOTORU

Výkon motoru, který je třeba vyvinout, je největší v době rozběhu stroje na pracovní otáčky. Tento výkon je definován pomocí součtu spotřebovaného výkonu vibrátorem, výkonu spotřebovaného pro hutnění a ztrátového výkonu vlivem pasivních odporů. U výpočtu teoretického minimálního výkonu motoru je ale třeba zohlednit i účinnost a převodový poměr převodového ústrojí, které tento výkon bude přenášet od motoru na vibrátor.

Výkon spotřebovaný excentrem je přímo úměrný zatěžujícímu momentu excentru a úhlové rychlosti, kterou při rozběhu nelze přesně definovat z důvodu použité odstředivé třecí spojky, u níž není možné určit konkrétní spínací otáčky a také prokluz spojky v náboji.

Výkon spotřebovaný na hutnění a ztrátový výkon nelze přesně definovat z důvodu nestálých podmínek pro výpočet, a proto je pro tuto hodnotu určen vztah vzešlý z experimentů provedených pomocí několika excentrů s různými hodnotami odstředivých sil a s využitím různých druhů motorů.

Pro bezpečnost přenosu bude úhlová rychlost volena vyšší, než by mohla v reálném případě nastat. Z tohoto důvodu bude volena i účinnost převodového ústrojí menší než ta, se kterou je u těchto strojů možné pracovat z hlediska ekonomičnosti chodu stroje.

Volená hodnota účinnosti převodového ústrojí

$$\mu = 50\% = 0,5$$

Volená hodnota otáček hnaného elementu převodového ústrojí při rozběhu

$$n_e = 2000 \text{ ot./min}$$

Zatěžující moment excentru

$$M_z = 0,8337 \text{ Nm}$$

Teoretický převodový poměr převodového ústrojí

$$i = 0,740740$$

---

#### *VÝPOČET*

---

Úhlová rychlost excentru při první otáčce

$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_e \cdot i}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2000 \cdot 0,740740}{60} = 155,1402 \text{ rad}^{-1}$$

Spotřebovaný výkon při rozběhu vibrátoru

$$P_v = M_z \cdot \omega_v = 0,8337 \cdot 155,1402 = 129,3404 \text{ W} = 0,1293 \text{ kW}$$

Pomocí experimentů byl určen vzájemný vztah mezi spotřebovaným výkonem excentrem a součtem spotřebovaného výkonu hutněním a ztrátového výkonu vlivem pasivních odporů při rozběhu stroje.

Poměr výkonů

$$\frac{\text{Spotřebovaný výkon vibrátorem}}{\text{Spotřebovaný výkon hutněním + Ztrátový výkon}} = \frac{20\%}{80\%} = \frac{1}{4}$$

Součet spotřebovaného výkonu hutněním a ztrátového výkonu

$$P_h = P_v \cdot 4 = 0,1293 \cdot 4 = 0,5172 \text{ kW}$$

Minimální výkon motoru

$$P_M = \frac{P_v + P_h}{\mu \cdot i} = \frac{0,1293 + 0,5172}{0,5 \cdot 0,740740} = 1,7456 \text{ kW}$$

### 6.5.5 VOLBA MOTORU

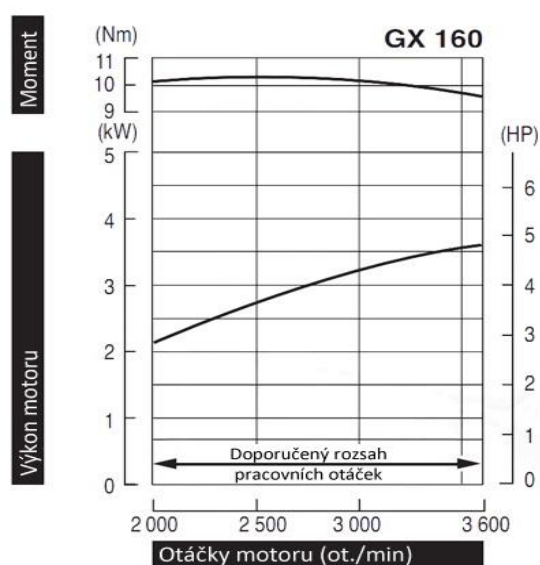
Z hodnoty potřebného teoretického minimálního výkonu motoru při rozběhových otáčkách lze vycházet při volbě pohonné jednotky stroje. Dle katalogových hodnot různých druhů motorů byl vybrán nejvhodnější motor HONDA GX 160.

#### 6.5.5.1 SPECIFIKACE MOTORU HONDA GX 160

Motor Honda GX 160 patří mezi jednoválcové čtyřtákní motory s horizontálně uloženým výstupním hřídelem.

| Typ                         | Jednotky        | Hodnota     |
|-----------------------------|-----------------|-------------|
| Palivo                      | ---             | Benzín      |
| Chlazení                    | ---             | Vzduchem    |
| Zdvihový objem              | cm <sup>3</sup> | 163         |
| Výkon při 3600 ot.          | kW              | 3,6         |
| Pracovní rozsah otáček      | ot/min          | 2000 - 3600 |
| Max. krouticí moment/otáčky | Nm/ot.          | 10,3/2500   |
| Suchá hmotnost motoru       | kg              | 15          |

Tab. 03 - Základní specifikace motoru HONDA GX 160 [6]



Obr. 10 - Závislost výkonu a kroutícího momentu na otáčkách motoru [6]

## 6.6 NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

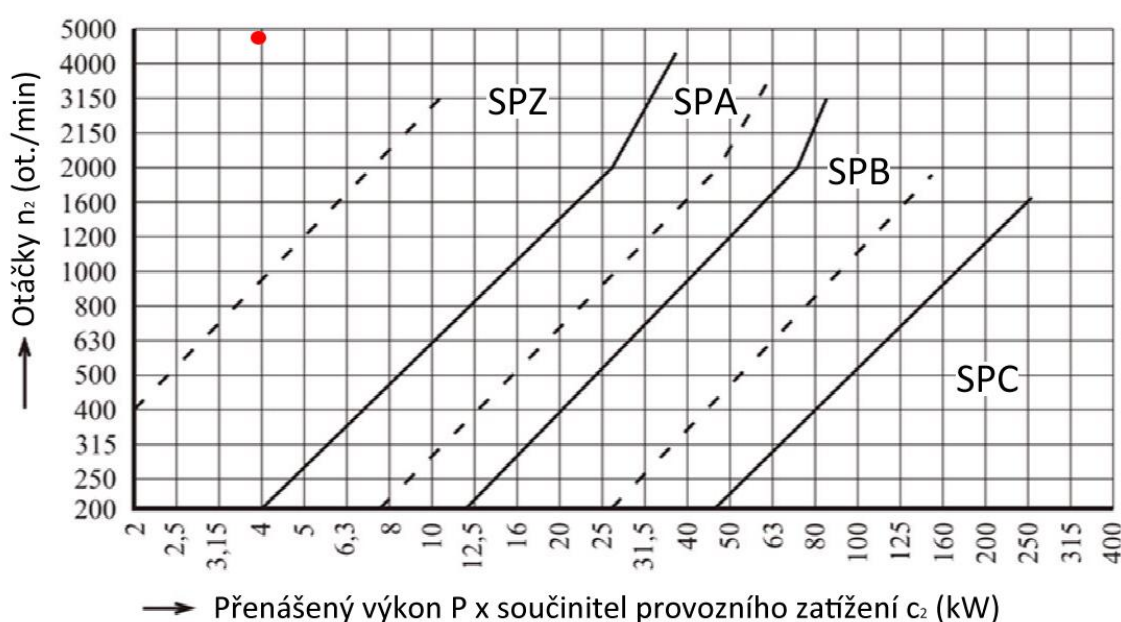
Mezi motorem (vstup) a hřídelem vibrátoru (výstup) je nutné, z důvodu rozdílných otáček, konstruovat převodové ústrojí, které bude co možná nejspolehlivější a nejlevnější, a to jak z hlediska konstrukce, tak i dostupnosti a ceny náhradních dílů. Jelikož se jedná o vibrační stroj, který vyvine velké chvění na celou konstrukci stroje, je nutné brát v úvahu i rozruch, kterým budou vibrace od excentru působit na konstrukci převodu. Musíme předpokládat, že tyto vibrace budou mít vliv na plynulost převodu. To by se mohlo projevit například ve formě rázových sil, které je třeba nějakým způsobem eliminovat tak, aby neměly katastrofický vliv na chod stroje. Z tohoto důvodu není vhodné volit některý z nepoddajných převodů, jako je například převod ozubenými koly, ale s výhodou lze zde využít tzv. řemenový převod s klínovým řemenem.

Řemenové převody sice nedisponují konstantním převodovým poměrem, ale díky své konstrukci nejsou tak náchylné na dynamické síly vyvolané vnějšími vlivy. Tyto síly řemenové převody pohlcují jak pružností řemene, tak především možným prokluzem řemene po řemenici.

### 6.6.1 VOLBA HNACÍ ŘEMENICE

Německá firma Amsbeck dodává významným výrobcům malé hutní techniky nejen spojky, ale celé sestavy hnacích ústrojí pro řemenové převody. Pro konstrukci řemenice s integrovanou rozběhovou spojkou je při zadávání parametrů důležitá poloha spojky vůči řemenici, typ motoru, a použitý výstupní hřídel, pro který je tato sestava konstruována a maximální průměr řemenice. Tento průměr byl zvolen na 115 mm. Firmou Amsbeck dodaná sestava disponuje výpočtovým průměrem hnací řemenice  $D_1 = 106,3$  mm, který vychází z konstrukce řemenové drážky.

Konstrukce řemenové drážky je závislá na druhu použitého řemene. Pro úsporu využitého prostoru pro řemenový převod je snaha využívat přednostně úzké klínové řemeny. Z hodnot pracovního výkonu motoru  $P = 3,6 \text{ kW}$ , součinitele provozního zatížení, který je pro středně těžké pohony do 10 hodin pracovního zatížení denně roven hodnotě  $c_2 = 1,1$ , a otáček malé (hnané) řemenice  $n_2 = 4860 \text{ ot./min}$  lze dle diagramu pro volbu typu úzkých klínových řemenů určit vhodný typ pro použití při konstrukci tohoto řemenového převodu.

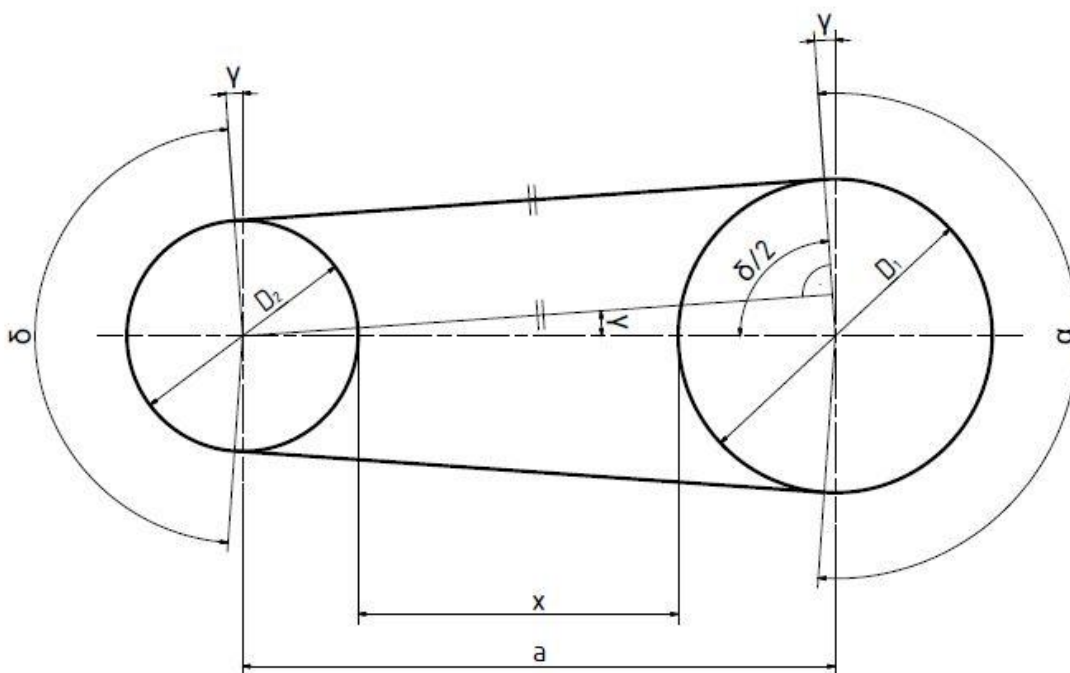


Obr. 11 - Diagram pro volbu typu úzkého klínového řemene [1]

Z diagramu vyplývá, že vhodný typ řemene pro tento převod bude typ SPZ. Kvůli malému průměru použité větší (hnané) řemenice bylo rozhodnuto, že bude pro konstrukci použit úzký klínový řemen řezaný. Tyto řemeny lze použít i pro menší průměry řemenic než samotné úzké klínové řemeny. S ohledem na zatěžující parametry řemene lze, podle tvrzení výrobce klínových řemenů, profil SPZ zaměnit za profil AVX 10. Proto bude u konstrukce tohoto řemenového převodu použit profil AVX 10.

Pro představu o tvaru a rozměrech sestavy spojky a řemenice je přílohou č. 01 výkres této sestavy přímo od společnosti Amsbeck - maschinentechnik GmbH.

## 6.6.2 GEOMETRIE ŘEMENOVÉHO PŘEVODU



Obr. 12 - Schéma geometrie řemenového převodu

### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET GEOMETRIE ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Průměr hnací řemenice

$$D_1 = 106,3 \text{ mm}$$

Teoretický převodový poměr

$$i = 0,740740$$

Průměr hnané řemenice

$$D_2 = i \cdot D_1 = \frac{3600}{4860} \cdot 106,3 = 78,740740 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost

- minimální

$$a_{min} = 0,7 \cdot (D_1 + D_2) = 0,7 \cdot (106,3 + 78,740740) = 129,5285 \text{ mm}$$

- maximální

$$a_{max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (106,3 + 78,740740) = 370,0815 \text{ mm}$$

- teoretická

$$a_{min} \leq a \leq a_{max}$$

$$a = 242 \text{ mm (Voleno s ohledem na rozměry předlohy)}$$

Minimální mezera mezi řemenicemi

$$x_{min} = 0,2 \cdot (D_1 + D_2) = 0,2 \cdot (106,3 + 78,740740) = 37,0081 \text{ mm}$$

Úhel opásání hnané řemenice

$$\delta = 2 \cdot \arccos \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot a} = 2 \cdot \arccos \frac{106,3 - 78,740740}{2 \cdot 242} = 173,4716^\circ$$

Úhel opásání hnací řemenice

$$\alpha = 360 - \delta = 360 - 173,4716 = 186,5284^\circ$$

Úhel odklonění řemene od osy řemenového převodu

$$\gamma = 90 - \frac{\delta}{2} = 90 - \frac{173,4716}{2} = 3,2642^\circ$$



### 6.6.3 VÝPOČET SKUTEČNÉHO PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Ve výpočtu skutečného převodového poměru je třeba uvažovat možnost provozního skluzu v řemenovém převodu. Proto se zavádí konstanta tzv. pružný skluz, která ve výpočtu možnost skluzu zohledňuje.

#### *VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET SKUTEČNÉHO PŘEVODOVÉHO POMĚRU*

Průměr hnací řemenice

$$D_1 = 106,3 \text{ mm}$$

Průměr hnané řemenice

$$D_2 = 78,740740 \text{ mm}$$

Pružný skluz

$$s = 0,01$$

#### *VÝPOČET*

Skutečný převodový poměr

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} = \frac{78,740740}{106,3 \cdot (1-0,01)} = 0,7482$$

#### 6.6.4 VOLBA ŘEMENE

Druh klínového řemene byl zvolen na základě provozního zatížení v kapitole 6.6.1. Jediným zbývajícím faktorem pro volbu řemene do řemenového převodu je jeho délka. Ta se volí na základě teoretické délky. Délka použitého řemene se volí jako nejbližší možná hodnota z katalogu délek řemenů tohoto typu.

##### 6.6.4.1 TEORETICKÁ DÉLKA ŘEMENE

###### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET TEORETICKÉ DÉLKY ŘEMENE

Teoretická osová vzdálenost

$$a = 242 \text{ mm}$$

Úhel opásání hnací řemenice

$$\alpha = 186,5284^\circ$$

Úhel opásání hnané řemenice

$$\delta = 173,4716^\circ$$

Úhel odklonění řemene od osy řemenového převodu

$$\gamma = 3,2642^\circ$$

Průměr hnací řemenice

$$D_1 = 106,3 \text{ mm}$$

Průměr hnané řemenice

$$D_2 = 78,740740 \text{ mm}$$

###### VÝPOČET

Teoretická délka řemenu

$$\begin{aligned} L'_p &= 2 \cdot a \cdot \cos \gamma + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} = \\ &= 2 \cdot 242 \cdot \cos 3,2642 + \pi \cdot 106,3 \cdot \frac{186,5284}{360} + \pi \cdot 78,740740 \cdot \frac{173,4716}{360} = \\ &= 775,4461 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### 6.6.4.2 VOLBA ŘEMENE

Na základě vypočtené teoretické délky řemene byl zvolen dle katalogových hodnot délek řemenu typu AVX 10 řemen s délkou  $L_a = 763$  mm

#### OZNAČENÍ POUŽITÉHO ŘEMENE A JEHO PARAMETRY

Označení řemene dle normy ISO 2790

AVX 10 × 763 La SF

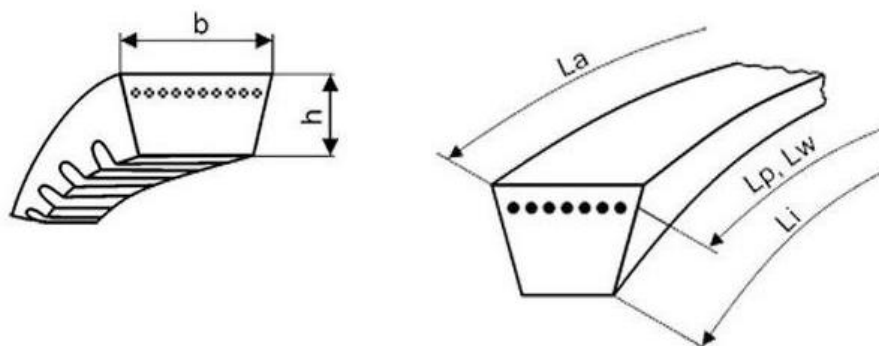
AVX – označení typu řemene (Klínový řemen řezaný - úzký pro automobily)

$L_a$  – vnější délka

SF – označení bezobslužného provedení

| Parametr                            | Označení  | Jednotky | Hodnota          |
|-------------------------------------|-----------|----------|------------------|
| Šířka horní základny                | b         | mm       | 10               |
| Výška řemene                        | h         | mm       | 8                |
| Výpočtová šířka                     | $b_w$     | mm       | 8,5              |
| Minimální výpočtový průměr řemenice | $D_{min}$ | mm       | 50               |
| Úhel klínu                          | $\alpha$  | °        | 36               |
| Vnější délka                        | $L_a$     | mm       | 763              |
| Výpočtová délka                     | $L_w$     | mm       | $L_a - 13 = 750$ |
| Vnitřní délka                       | $L_i$     | mm       | $L_a - 51 = 712$ |
| Hmotnost                            | m         | kg/m     | 0,07             |
| Maximální obvodová rychlost         | $v_{max}$ | m/s      | 45               |

Tab. 04 - Základní parametry řemene AVX 10 x 763  $L_a$  SF [12]



Obr. 13 - Rozměrové schéma klínového řemene [13]

### 6.6.4.3 SKUTEČNÁ OSOVÁ VZDÁLENOST ŘEMENIC

Po volbě řemene lze přesněji určit osovou vzdálenost mezi řemenicemi. Tato hodnota je i v tomto případě pouze orientační a je závislá na době používání řemene z důvodu neustálého zvětšování jeho délky vlivem přenášeného zatížení.

#### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET SKUTEČNÉ OSOVÉ VZDÁLENOSTI MEZI ŘEMENICEMI

Výpočtová délka

$$L_w = 750 \text{ mm}$$

Průměr hnací řemenice

$$D_1 = 106,3 \text{ mm}$$

Průměr hnané řemenice

$$D_2 = 78,740740 \text{ mm}$$

Úhel opásání hnané řemenice

$$\delta = 173,4716^\circ$$

Úhel odklonění řemene od osy řemenového převodu

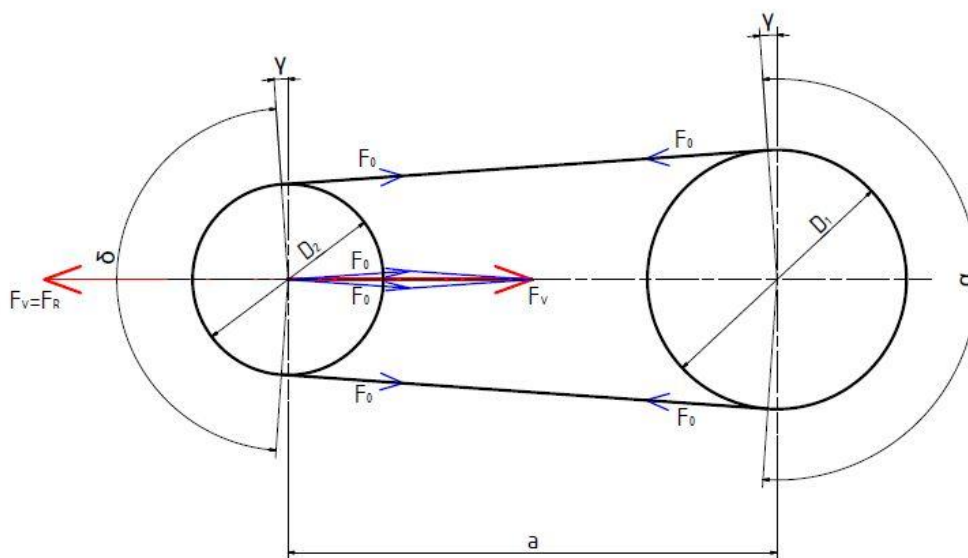
$$\gamma = 3,2642^\circ$$

#### VÝPOČET

Skutečná osová vzdálenost

$$\begin{aligned} a &= \frac{1,04 \cdot L_w - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_1 - D_2)}{2 \cdot \sin \frac{\delta}{2}} = \frac{1,04 \cdot 750 - \frac{\pi}{2} \cdot (106,3 + 78,740740) - \frac{\pi \cdot 3,2642}{180} \cdot (106,3 - 78,740740)}{2 \cdot \sin \frac{173,4716}{2}} = \\ &= 244,1416 \text{ mm} \end{aligned}$$

## 6.6.5 SÍLY PŮSOBÍCÍ V ŘEMENOVÉM PŘEVODU



Obr. 14 - Silové schéma řemenového převodu

### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET VÝSLEDNÉ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA ŘEMENICE

Pracovní otáčky motoru

$$n_1 = 3600 \text{ ot/min}$$

Výkon motoru

$$P = 3,6 \text{ kW} = 3600 \text{ W}$$

Průměr hnací řemenice

$$D_1 = 106,3 \text{ mm}$$

Úhel drážky řemene

$$\alpha = 36^\circ$$

Součinitel suchého smykového tření v klínové drážce pro ocel (řemenice) a pryž (řemen)

$$f_0 = 0,35$$

Úhel opásání hnané řemenice

$$\delta = 173,4716^\circ$$

Bezpečnost proti prokluzu řemene

$$k = 1,3$$

Úhlová rychlost na hnací řemenici

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{3600}{60} = 376,9911 \text{ s}^{-1}$$

Přenášený kroutící moment

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{3600}{376,9911} = 9,5493 \text{ Nm}$$

Přenášená obvodová síla

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 9549,3}{106,3} = 179,6670 \text{ N}$$

Obvodová rychlost

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1063 \cdot 3600}{60} = 20,0371 \text{ m/s}$$

Součinitel vláknového tření

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 20,0371 = 0,5904$$

Součinitel tření v klínové drážce

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,5904}{\sin \frac{36}{2}} = 1,9106$$

Úhel opásání malé (hnané) řemenice v obloukové míře

$$\bar{\delta} = \frac{\delta \cdot \pi}{180} = \frac{173,4716 \cdot \pi}{180} = 3,0277 \text{ rad}$$

Předpětí

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \bar{\delta}} + 1}{e^{f_k \bar{\delta}} - 1} = 1,3 \cdot \frac{179,6670}{2} \cdot \frac{e^{1,9106 \cdot 3,0277} + 1}{e^{1,9106 \cdot 3,0277} - 1} = 117,5038 \text{ N}$$

Výsledná síla

$$F_v = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \gamma = 2 \cdot 117,5038 \cdot \cos 3,2642^\circ = 234,6263 \text{ N}$$

## 6.7 NÁVRH ULOŽENÍ HŘÍDELE VIBRÁTORU

Uložení hřídele (ložiska) vibrátoru patří k nejvíce zatěžovanému uložení na stroji. Toto zatížení je způsobeno především odstředivou silou, kterou vibrátor vyvozuje. S vibracemi je spjaté i další zatížení uložení, které je způsobeno rázy hutnicí desky na hutněný povrch. Ložiska dále zatěžuje řemenový převod, který působí na hřídel vibrátoru silou způsobenou předpětím řemene. Tato síla je ale v porovnání s odstředivou tak malá, že nebude mít zásadní vliv na uložení. Z tohoto důvodu je možné při výpočtech této trvanlivosti uložení toto zatížení zanedbat.

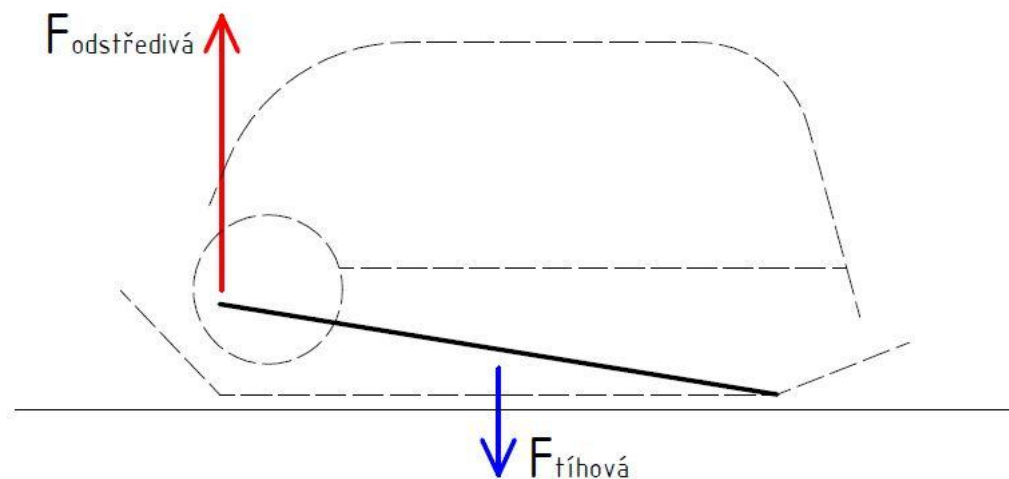
### 6.7.1 AMPLITUDA VIBRACÍ

Velikost amplitudy, tj. přibližně polovina velikosti odskoku hutnicí desky od hutněného povrchu, je důležitá zejména při stanovování pojezdové rychlosti stroje. Čím větší amplituda je, tím je i teoretická pojezdová rychlost vyšší. V praxi mají na tuto hodnotu významný vliv zejména vlastností hutněného podloží (jeho elasticita a vlhkost), které zvyšují spotřebovanou energii na zhutnění a tím snižují velikost amplitudy. Vlhkost hutněného podloží významně zvyšuje pasivní odpory při pojezdu. V případě jílových podloží s vysokou vlhkostí nad 30% může dojít až k úplnému zastavení stroje.

Amplituda vibrací je jedním z nejdůležitějších parametrů pro určení rázových sil. Pro jednosměrné vibrační desky váhové kategorie okolo 150 kg se běžná hodnota střední amplitudy vibrací pohybuje v rozmezí 0,7 - 1,5 mm.

#### 6.7.1.1 VÝPOČET TEORETICKÉ HODNOTY AMPLITUDY VIBRACÍ

Z důvodu velkého množství veličin (složení a vlastnosti hutněného povrchu), na kterých je průběh vibrací a s tím spjatá amplituda vibrací závislá, není možné časový průběh vibrací přesně určit. Při výrobě těchto strojů se používá teoretický výpočet amplitudy vibrací. Společnost MBW, přední výrobce hutnicí techniky v USA, uvedla studii pro výpočet teoretické amplitudy vibrací u vibračních desek. U jednosměrných vibračních desek se z důvodu momentového účinku odstředivé síly excentru na stroj jedná o výpočet střední hodnoty amplitudy vibrací.



Obr. 15 - Schéma momentového účinku sil

#### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET TEORETICKÉ AMPLITUDY VIBRACÍ

Odstředivá síla vibrátoru

$$F_o = 22 \text{ kN}$$

Otáčky excentru

$$n_2 = 4860 \text{ ot/min}$$

Teoretická hmotnost stroje

$$m = 150 \text{ kg}$$



## VÝPOČET

Výpočet vzešlý ze studie společnosti MBW je určený pro US měrný systém, proto je třeba původní rovnici:

$$2 \cdot A[in = inch] = \frac{768 \cdot \text{Odstředivá síla}[lb_F = \text{pound-force}]}{\left(\pi \cdot \frac{\text{Frekvence}[RPM = \text{revolutions per minute}]}{30}\right)^2 \cdot \text{Hmotnost stroje}[lbs = \text{pounds}] \cdot 0,65}$$

upravit pro použití v metrickém systému do tvaru:

$$2 \cdot A[mm] = \frac{172,6541 \cdot F_o[N]}{\left(\pi \cdot \frac{n_2[ot/min]}{30}\right)^2 \cdot m[kg] \cdot 1,4330} \cdot 25,4$$

Střední hodnota teoretické amplitudy vibrací

$$A = \frac{172,6541 \cdot 22\,000}{\left(\pi \cdot \frac{4860}{30}\right)^2 \cdot 150 \cdot 1,4330} \cdot \frac{25,4}{2} = 0,8664 \text{ mm}$$

### 6.7.1.2 ČASOVÝ PRŮBĚH VÝCHYLKY A ZRYCHLENÍ PLOTNY POD OSOU HŘÍDELE

#### URČENÍ ČASOVÉHO PRŮBĚHU ZRYCHLENÍ STROJE

Pro zjednodušení situace bude pohyb vibrační desky nahrazen pohybem harmonickým kmitavým, jehož výchylka je definována vztahem:

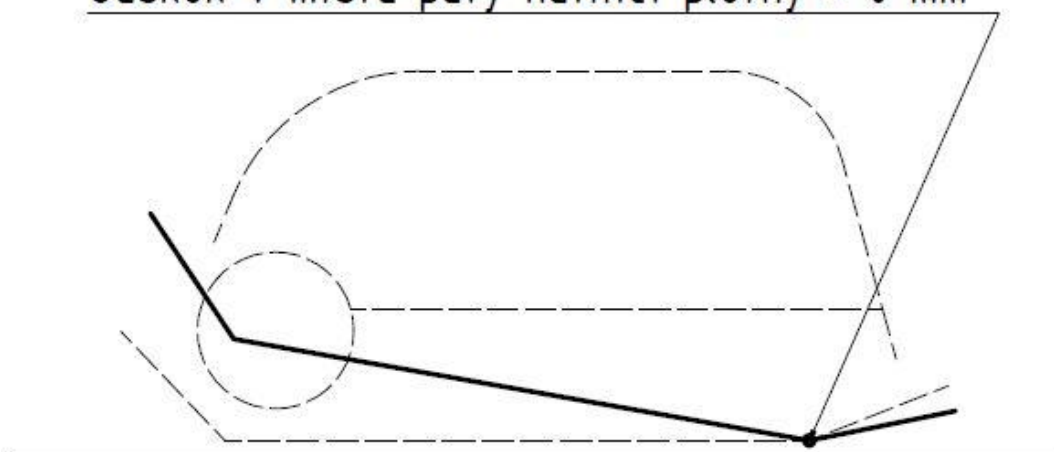
$$u_y = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Časový průběh zrychlení lze poté určit jako druhou časovou derivaci výchylky, tedy:

$$a_y = \frac{d^2 u_y}{dt^2} = -A \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \omega^2$$

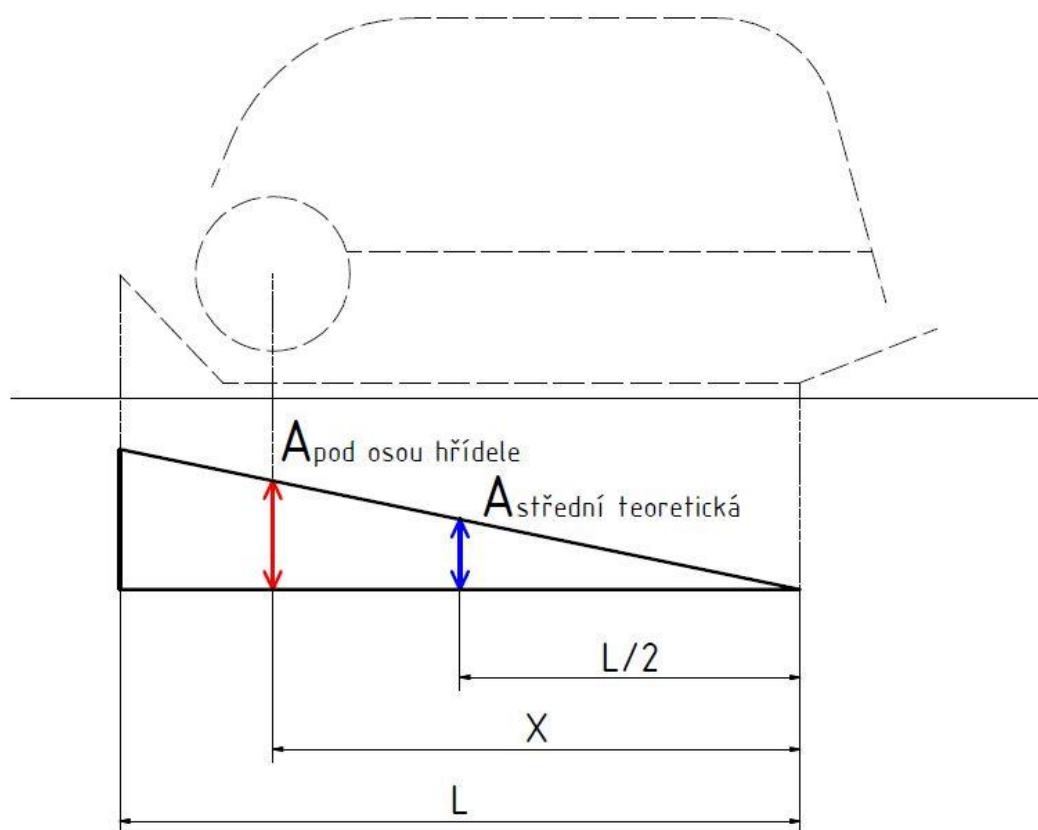
Jako hodnota amplitudy musí být dosazena taková hodnota, která odpovídá amplitudě odskoku plotny stroje pod osou rotace excentrického hřídele. Z teoretického hlediska lze předpokládat, že dle obr. 16 bude amplituda vibrací v místě paty vibrační plotny nulová.

Odskok v místě paty hutnicí plotny = 0 mm



Obr. 16 - Schéma pohybu hutnicí plotny vůči zemi

Díky tomuto zjednodušení lze z vypočtené teoretické střední hodnoty amplitudy určit teoretickou hodnotu amplitudy pod osou excentrického hřídele.



Obr. 17 - Průběh amplitudy pro výpočet amplitudy pod osou hřídele

---

*VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET AMPLITUDY POD OSOU HŘÍDELE*

---

Střední hodnota teoretické amplitudy vibrací

$$A = 0,8664 \text{ mm}$$

Délka plotny od čela k patě

$$L \cong 450 \text{ mm}$$

Horizontální vzdálenost od uložení hřídele k patě plotny

$$X \cong 315 \text{ mm}$$

---

*VÝPOČET*

---

Teoretická hodnota amplitudy pod uložení hřídele

$$\frac{A_L}{X} = \frac{A}{\frac{L}{2}} \gg A_L = \frac{2 \cdot A \cdot X}{L} = \frac{2 \cdot 0,8664 \cdot 315}{450} = 1,2130 \text{ mm}$$

Pomocí hodnoty amplitudy pod uložení hřídele lze určit časový průběh výchylky a zrychlení harmonického kmitavého pohybu.

---

*VSTUPNÍ HODNOTY PRO URČENÍ ČASOVÉHO PRŮBĚHU VÝCHYLKY A ZRYCHLENÍ*

---

Teoretická hodnota amplitudy pod uložení hřídele

$$A_L = 1,2130 \text{ mm}$$

Frekvence vibrátoru

$$f_2 = 81 \text{ s}^{-1}$$

Úhlová rychlost vibrátoru

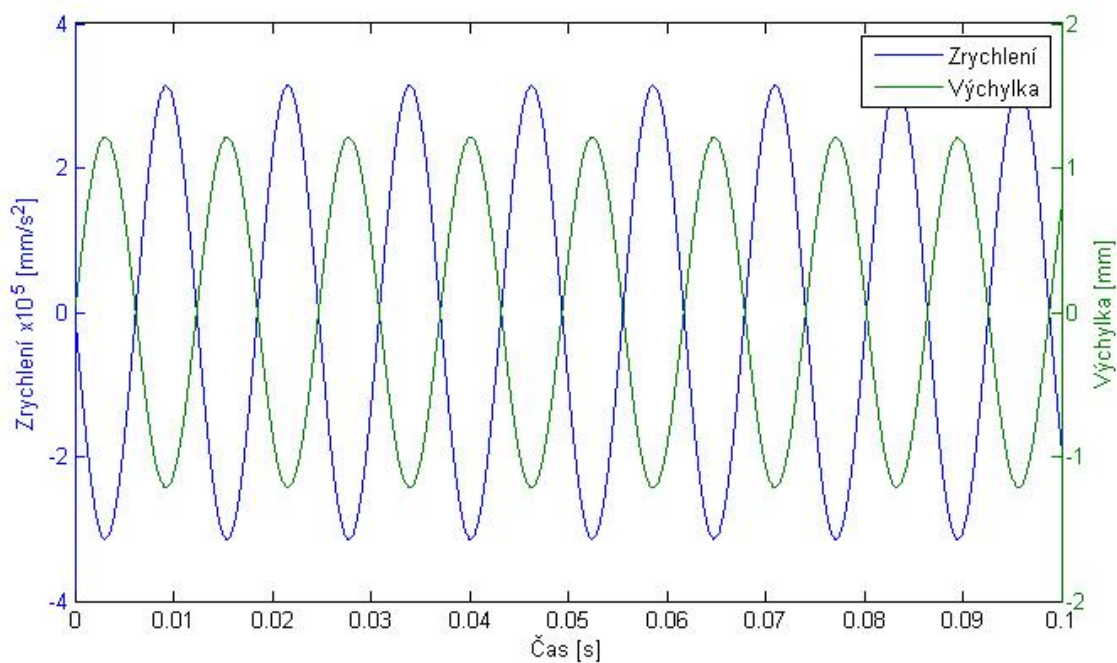
$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 81 = 508,9380 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výchylka

$$u_y = A_L \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) = 1,2130 \cdot \sin(508,9380 \cdot t)$$

Zrychlení

$$a_y = -A_L \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) \cdot \omega_2^2 = -1,2130 \cdot \sin(508,9380 \cdot t) \cdot 508,9380^2$$



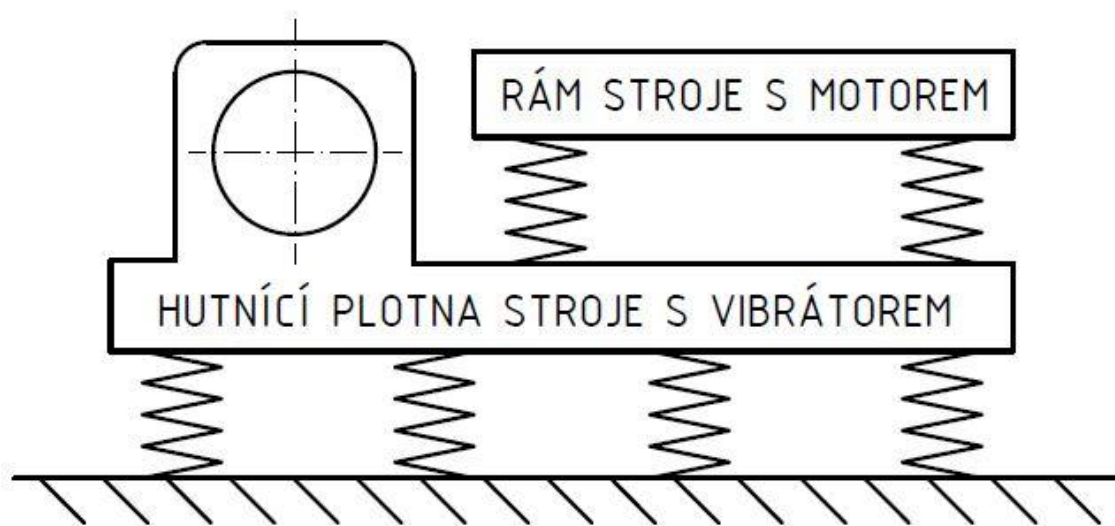
Obr. 18 - Časový průběh výchylky a zrychlení vibrací pod uložením hřídele

### 6.7.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA ULOŽENÍ HŘÍDELE

Pro návrh uložení excentrického hřídele je třeba určit síly, které na toto uložení při běhu stroje působí. Pro tento návrh lze uvažovat působení odstředivé síly vyvozované excentrickým hřídelem při pracovních otáčkách a setrvačné síly hřídele, způsobené pohybem stroje ve vertikálním směru. Pro setrvačnou sílu je třeba určit stav působení, tedy zjistit, jestli tato síla bude působit se stejnou fází, nebo s protifází vůči odstředivé síle.

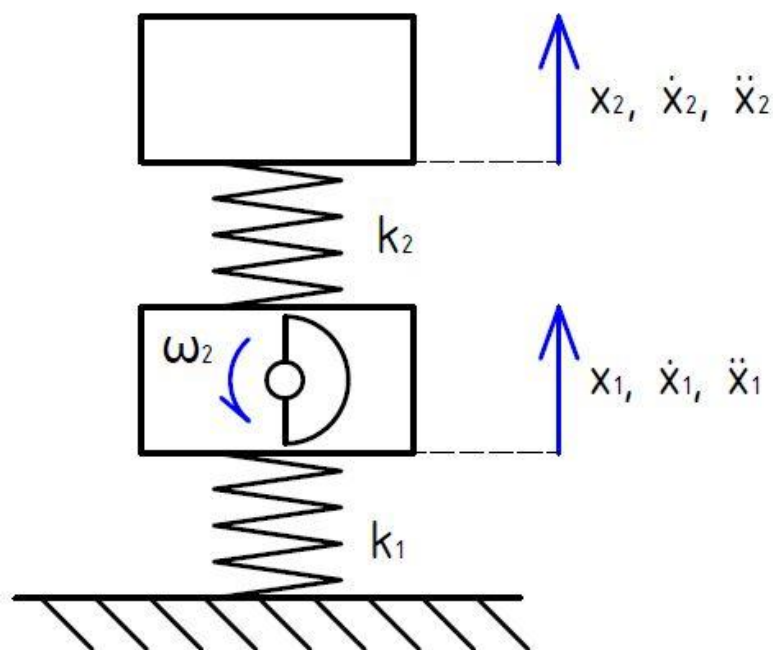
#### 6.7.2.1 URČENÍ FÁZE SETRVAČNÉ SÍLY

Pro určení fáze setrvačné síly je zapotřebí určit průběh amplitudy vibrací hutnicí plotny vibrační desky v závislosti na úhlové rychlosti. Pro tuto situaci bylo vytvořeno schéma stroje obsahující pružné vazby, které nahradily odtlumení motorové části od vibrační plotny stroje a vazbu mezi hutněným materiálem a hutnicí plotnou stroje viz. Obr. 19.



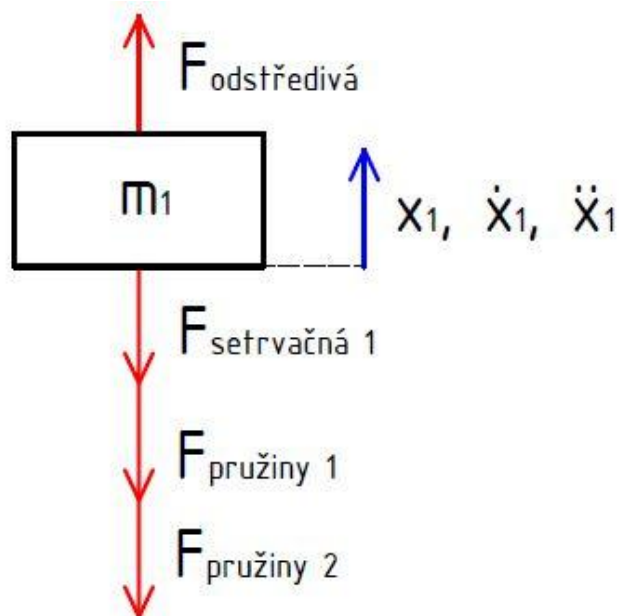
Obr. 19 - Schéma stroje s pružnými vazbami

Díky schématu na Obr. 19 lze sestavit kinematické schéma stroje. Při tvorbě kinematického schématu je snaha situaci co nejvíce zjednodušit, z důvodu usnadnění výpočtu.



Obr. 20 - Kinematické schéma stroje

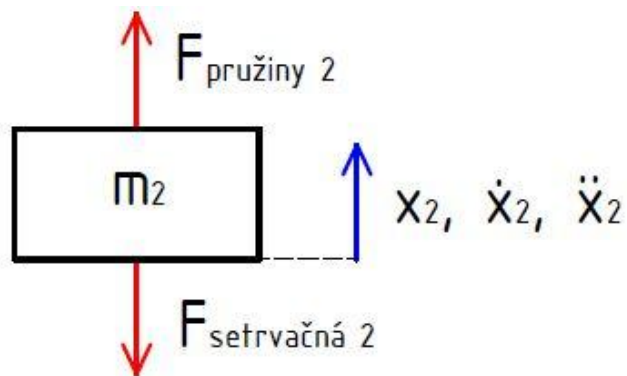
Z tohoto schématu již lze vycházet při uvolňování jednotlivých těles. Na Obr. 21 a 22 jsou znázorněna již uvolněná tělesa soustavy. (Pozn.: při uvolňování jednotlivých těles byl zanedbán vliv tíhového zrychlení)



Obr. 21 - Uvolnění hutnicí plotny stroje s vibrátorem

Obecná rovnice rovnováhy pro těleso na Obr. 21

$$F_{\text{odstředivá}} - F_{\text{setrvačná 1}} - F_{\text{pružiny 1}} - F_{\text{pružiny 2}} = 0$$



Obr. 22 - Uvolnění rámu stroje s motorem

Obecná rovnice rovnováhy pro těleso na Obr. 22

$$F_{\text{pružiny 2}} - F_{\text{setrvačná 2}} = 0$$

Pro hodnotu vypočtené teoretické amplitudy vibrací pod osou excentrického hřídele je možné z obecných rovnic rovnováhy určit tuhost vazby mezi hutněným materiálem a hutnicí plotnou stroje. Tato tuhost bude použita při určování obecného vztahu pro amplitudu vibrací závislou na úhlové rychlosti.

---

#### OBEČNÁ DEFINICE POHYBŮ A SIL

---

Časové průběhy výchylek

$$x_1 = x_{10} \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$x_2 = x_{20} \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Časové průběhy zrychlení

$$\ddot{x}_1 = -x_{10} \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \omega^2$$

$$\ddot{x}_2 = -x_{20} \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \omega^2$$

Časové průběhy sil

$$F_{\text{odstředivá}} = F_o \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$F_{\text{setrvačná } 1} = m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -m_1 \cdot x_{10} \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \omega^2$$

$$F_{\text{setrvačná } 2} = m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -m_2 \cdot x_{20} \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \omega^2$$

$$F_{\text{pružiny } 1} = k_1 \cdot x_1 = k_1 \cdot x_{10} \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$F_{\text{pružiny } 2} = k_2 \cdot [x_1 - x_2] = k_2 \cdot [x_{10} \cdot \sin(\omega \cdot t) - x_{20} \cdot \sin(\omega \cdot t)]$$



Velikost odstředivé síly

$$F_o \cong 22 \text{ kN} = 22\,000 \text{ N}$$

Tuhost pružiny  $k_2$  (soustava 4 gumokovů), která byla měřena pro konkrétní uložení

$$k_2 = 323,4989 \text{ N/mm} \cong 323498,9 \text{ N/m}$$

Hmotnostní poměr

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{1}{2}$$

Hmotnost hutnicí plotny s vibrátorem

$$m_1 \cong 100 \text{ kg}$$

Hmotnost rámu stroje s motorem

$$m_2 \cong 50 \text{ kg}$$

Teoretická hodnota amplitudy pod uložení hřídele

$$x_{10} = A_L = 1,2130 \text{ mm} \cong 0,0012 \text{ m}$$

Úhlová rychlost vibrátoru

$$\omega_2 = 508,94 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Odstředivá síla při pracovních otáčkách

$$F_o = m \cdot r \cdot \omega_2^2$$

Hmotnost excentru

$$m = 5,6659 \text{ kg}$$

Rameno nevývažku

$$r = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$$

Soustava rovnic

$$F_{\text{odstředivá}} - F_{\text{setrvačná 1}} - F_{\text{pružiny 1}} - F_{\text{pružiny 2}} = 0$$

$$F_{\text{pružiny 2}} - F_{\text{setrvačná 2}} = 0$$

Po dosazení a zkrácení

$$m \cdot r \cdot \omega_2^2 - k_2 \cdot x_{10} + k_2 \cdot x_{20} + m_1 \cdot x_{10} \cdot \omega_2^2 - k_1 \cdot x_{10} = 0$$

$$k_2 \cdot x_{10} - k_2 \cdot x_{20} + m_2 \cdot x_{20} \cdot \omega_2^2 = 0$$

Vyjádření amplitudy vibrací rámu stroje s motorem

$$x_{20} = \frac{k_2 \cdot m \cdot r \cdot \omega_2^2}{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega_2^4 + [(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1] \cdot \omega_2^2 + k_1 \cdot k_2}$$

Vyjádření amplitudy vibrací hutní plotny s vibrátorem

$$x_{10} = - \frac{m \cdot m_2 \cdot r \cdot \omega_2^4 - k_2 \cdot m \cdot r \cdot \omega_2^2}{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega_2^4 + [(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1] \cdot \omega_2^2 + k_1 \cdot k_2}$$

Tuhost vazby mezi hutněným povrchem a hutní plotnou stroje

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{(m_1 \cdot m_2 \cdot x_{10} + m \cdot m_2 \cdot r) \cdot \omega_2^4 + [(-k_2 \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1) \cdot x_{10} - k_2 \cdot m \cdot r] \cdot \omega_2^2}{m_2 \cdot x_{10} \cdot \omega_2^2 - k_2 \cdot x_{10}} = \\ &= \frac{(100 \cdot 50 \cdot 0,0012 + 5,6659 \cdot 50 \cdot 0,015) \cdot 508,94^4}{50 \cdot 0,0012 \cdot 508,94^2 - 323498,9 \cdot 0,0012} + \\ &+ \frac{[(-323498,9 \cdot 50 - 323498,9 \cdot 100) \cdot 0,0012 - 323498,9 \cdot 5,6659 \cdot 0,015] \cdot 508,94^2}{50 \cdot 0,0012 \cdot 508,94^2 - 323498,9 \cdot 0,0012} = \\ &= 4,3915 \cdot 10^7 \text{ N/m} \end{aligned}$$

---

## URČENÍ FUNKCÍ AMPLITUD VIBRACÍ V ZÁVISLOSTI NA ÚHLOVÉ RYCHLOSTI

---

### VSTUPNÍ HODNOTY PRO URČENÍ FUNKCÍ AMPLITUD VIBRACÍ

---

Tuhost vazby mezi hutněným povrchem a hutnící plotnou stroje

$$k_1 = 4,3915 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

Tuhost vazby mezi deskou a rámem stroje

$$k_2 = 323498,9 \text{ N/m}$$

Hmotnost hutnící plotny s vibrátorem

$$m_1 \cong 100 \text{ kg}$$

Hmotnost rámu stroje s motorem

$$m_2 \cong 50 \text{ kg}$$

Hmotnost excentru

$$m = 5,6659 \text{ kg}$$

Rameno nevývažku

$$r = 0,015 \text{ m}$$

Funkce odstředivé síly závislé na úhlové rychlosti

$$F_o = m \cdot r \cdot \omega^2$$

### URČENÍ FUNKCÍ VÝCHYLEK

---

Soustava rovnic po dosazení a zkrácení v obecném tvaru

$$m \cdot r \cdot \omega^2 - k_2 \cdot x_{10} + k_2 \cdot x_{20} + m_1 \cdot x_{10} \cdot \omega^2 - k_1 \cdot x_{10} = 0$$

$$k_2 \cdot x_{10} - k_2 \cdot x_{20} + m_2 \cdot x_{20} \cdot \omega^2 = 0$$

Funkce amplitudy vibrací hutnící plotny s vibrátorem

$$x_{10}(\omega) = - \frac{m \cdot m_2 \cdot r \cdot \omega^4 - k_2 \cdot m \cdot r \cdot \omega^2}{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega^4 + [(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1] \cdot \omega^2 + k_1 \cdot k_2}$$

Funkce amplitudy vibrací rámu stroje s motorem

$$x_{20}(\omega) = \frac{k_2 \cdot m \cdot r \cdot \omega^2}{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega^4 + [(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1] \cdot \omega^2 + k_1 \cdot k_2}$$

## URČENÍ REZONANČNÍCH FREKVENCÍ SOUSTAVY

Rezonanční frekvence je taková frekvence, při které nabývá amplituda hodnoty jdoucí do nekonečna.

Výchozí rovnice pro rezonanční frekvence soustavy

$$m_1 \cdot m_2 \cdot \omega_r^4 + [(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1] \cdot \omega_r^2 + k_1 \cdot k_2 = 0$$

### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET REZONANČNÍCH FREKVENCÍ SOUSTAVY

Tuhost vazby mezi hutněným povrchem a hutnicí plotnou stroje

$$k_1 = 4,3915 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

Tuhost vazby mezi deskou a rámem stroje

$$k_2 = 323498,9 \text{ N/m}$$

Hmotnost hutnicí plotny s vibrátorem

$$m_1 \cong 100 \text{ kg}$$

Hmotnost rámu stroje s motorem

$$m_2 \cong 50 \text{ kg}$$

### VÝPOČET

Zavedení substituce  $\omega_r^2 = t$

$$m_1 \cdot m_2 \cdot t^2 + [(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1] \cdot t + k_1 \cdot k_2 = 0$$

Výpočet kořenů rovnice

$$\begin{aligned} t_{1,2} &= \frac{-[(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1] \pm \sqrt{[(-k_2 - k_1) \cdot m_2 - k_2 \cdot m_1]^2 - 4 \cdot m_1 \cdot m_2 \cdot k_1 \cdot k_2}}{2 \cdot m_1 \cdot m_2} = \\ &= \frac{-[(-323498,9 - 4,3915 \cdot 10^7) \cdot 50 - 323498,9 \cdot 100]}{2 \cdot 100 \cdot 50} \pm \\ &\pm \frac{\sqrt{[(-323498,9 - 4,3915 \cdot 10^7) \cdot 50 - 323498,9 \cdot 100]^2 - 4 \cdot 100 \cdot 50 \cdot 4,3915 \cdot 10^7 \cdot 323498,9}}{2 \cdot 100 \cdot 50} \end{aligned}$$

$$t_1 = 6421,9686$$

$$t_2 = 442432,9984$$

Po zpětném odstranění substituce má rovnice 4 řešení. Z důvodu, že motor rotuje pouze v jednom směru, bude uvažováno pouze kladných úhlových rychlostí.

Zpětné odstranění substituce

$$\omega_{r1,3} = \sqrt{t_1}$$

$$\omega_{r2,4} = \sqrt{t_2}$$

Úhlové rychlosti při rezonančních frekvencích

$$\omega_{r1} = 80,1372 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

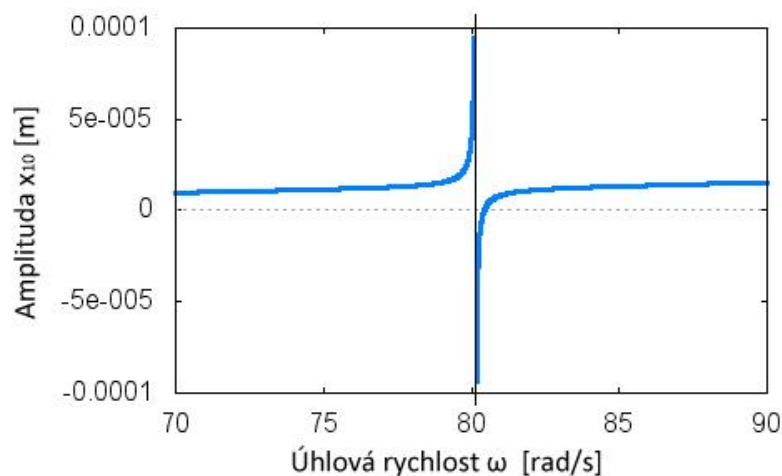
$$\omega_{r2} = 665,1564 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rezonanční frekvence

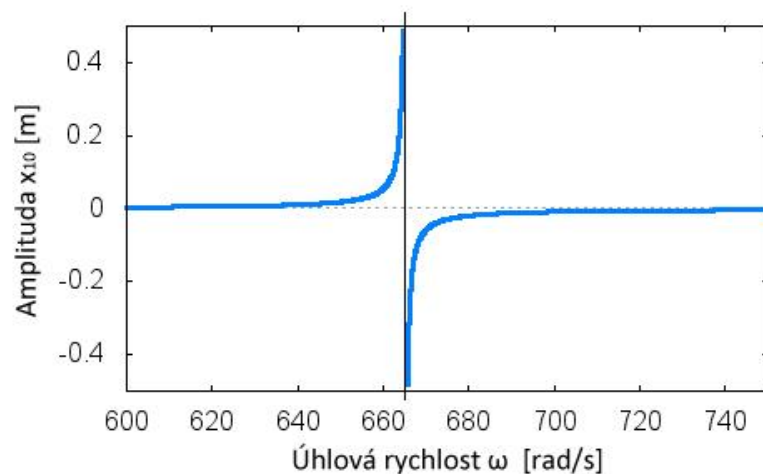
$$f_{r1} = \frac{\omega_{r1}}{2\pi} = \frac{80,1372}{2\pi} = 12,7542 \text{ Hz}$$

$$f_{r2} = \frac{\omega_{r2}}{2\pi} = \frac{665,1564}{2\pi} = 105,8629 \text{ Hz}$$

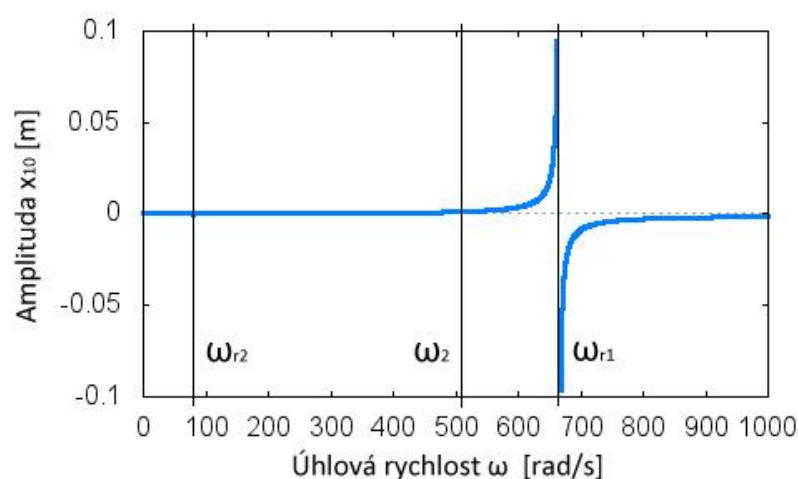
#### GRAFY VELIKOSTI AMPLITUDY VIBRACÍ V ZÁVISLOSTI NA ÚHLOVÉ RYCHLOSTI



Obr. 23 - Průběh amplitudy vibrací hutnické plotny s vibrátorem v oblasti 1. rezonanční frekvence



Obr. 24 - Průběh amplitudy vibrací hutní plotny s vibrátorem v oblasti 2. rezonanční frekvence



Obr. 25 - Průběh amplitudy vibrací hutní plotny s vibrátorem

#### URČENÍ FÁZE SETRVAČNÉ SÍLY

Díky grafům na Obr. 23-25 lze říci, že výchylka vibrací hutní plotny s vibrátorem při úhlové rychlosti 508,94 rad/s, která odpovídá požadované hodnotě frekvence vibrátoru 81 Hz, nabývá kladné hodnoty při působení vertikální složky odstředivé síly v kladném směru. Díky tomu lze tvrdit, že setrvačná síla excentrického hřídele bude působit se stejnou fází jako síla odstředivá.

---

### 6.7.2.2 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ ULOŽENÍ

---

Pro výpočet namáhání uložení excentrického hřídele bude předpokládáno působení odstředivé síly vyvozované excentrem a setrvačné síly tohoto hřídele. Maximální zatížení na ložiska působí v okamžiku dosažení maximální výchylky vibrací, kdy síly působí pouze ve vertikálním směru.

Další zatěžující silou tohoto uložení je síla od řemenového převodu. Tato síla je v porovnání s odstředivou silou tak malá, že její vliv na životnost uložení bude minimální. Proto nebude tato síla při výpočtech uvažována.

### VÝPOČET VELIKOSTI SETRVAČNÉ SÍLY EXCENTRICKÉHO HŘÍDELE

---

Setrvačná síla v okamžiku dosažení maximální výchylky vibrací je rovna součinu zrychlení excentrického hřídele, které je rovno zrychlení hutnicí plotny s vibrátorem, a hmotnosti tohoto hřídele.

### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET SETRVAČNÉ SÍLY

---

Maximální výchylka (amplituda) hutnicí plotny s vibrátorem

$$x_{10} = 1,2130 \text{ mm} \cong 0,0012 \text{ m}$$

Úhlová rychlost vibrátoru

$$\omega_2 = 508,94 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnost excentrického hřídele (celý hřídel)

$$m_h = 6,617 \text{ kg}$$

## VÝPOČET

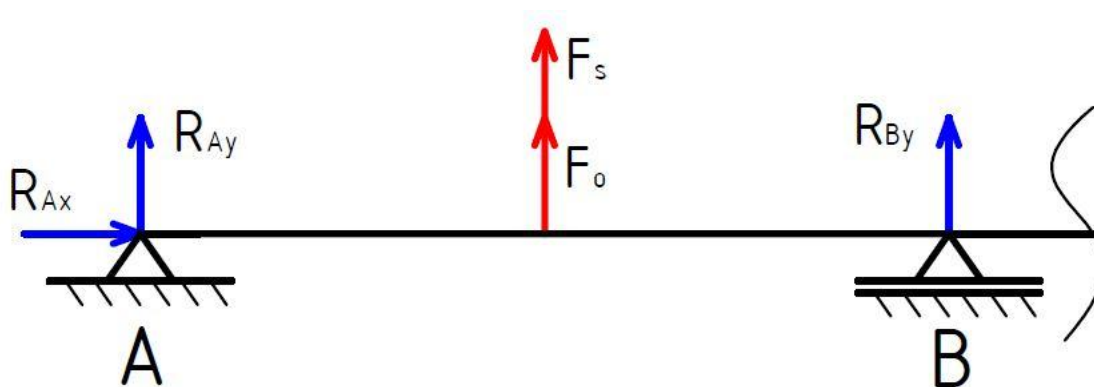
Zrychlení hřídele ve vertikálním směru

$$\ddot{x}_1 = x_{10} \cdot \omega_2^2 = 0,0012 \cdot 508,94^2 = 310,8239 \text{ m/s}^2$$

Setrvačná síla excentrického hřídele

$$F_s = \ddot{x}_1 \cdot m_h = 310,8239 \cdot 6,617 = 2056,7217 \text{ N}$$

## VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAMÁHÁNÍ ULOŽENÍ



Obr. 26 - Schéma uvolnění excentrického hřídele

Díky zjednodušení situace se jedná o symetrickou úlohu. Z tohoto důvodu lze tvrdit, že  $R_{Ay} = R_{By}$ . Namáhání ložisek budou v obou uloženích stejná a díky tomuto faktu lze tvrdit, že obě použitá ložiska budou shodná.

## ROVNICE ROVNOVÁHY

$$R_{Ax} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} + F_o + F_s = 0$$



Odstředivá síla excentru

$$F_o \cong 22 \text{ kN} = 22\,000 \text{ N}$$

Setrvačná síla excentrického hřídele

$$F_s = 2056,7217 \text{ N}$$

#### VÝPOČET

---

$$R_{Ay} = R_{By}$$

$$|R_{Ay}| = \left| \frac{-F_o - F_s}{2} \right| = \left| \frac{-22\,000 - 2056,7217}{2} \right| = 12\,028,3609 \text{ N}$$

---

#### 6.7.2.3 VOLBA LOŽISEK A VÝPOČET TRVANLIVOSTI

##### VOLBA LOŽISEK

---

Firma NTC dlouhodobě odebírá ložiska od společnosti SKF, která zákazníkům dodává vlastní katalog s parametry ložisek. Vzhledem ke shodným parametrům hutnicí síly u strojů VD 450/22 KLASIK a VD 450/22 je snaha u stroje VD 450/22 využít stejných ložisek jako u stroje VD 450/22 KLASIK. Tato ložiska nesou označení NJ 308 C3. Jedná se o radiální válečková ložiska s vůlí větší než normální. Ložiska s touto vůlí se využívají u vibračních strojů z důvodu, aby nedocházelo k předpětí vlivem vyššího rozdílu teploty mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska.

##### VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

---

U stroje VD 450/22 KLASIK byla ložiska NJ 308 C3 ve stroji testována na cca 1500 provozních hodin. Trvanlivost ložisek u stroje VD 450/22 je předpokládána alespoň stejná jako u předchozího modelu.

Maximální zatížení ložisek

$$F_{Lmax} = |R_{Ay}| = |R_{By}| = 12\,028,3609\,N$$

Otáčky excentru

$$n_2 = 81\,ot./s = 4860\,ot./min$$

Základní dynamická únosnost ložiska

$$C = 93\,000\,N$$

Mocnitel pro válečková ložiska

$$p = \frac{10}{3}$$

#### VÝPOČET

---

Z důvodu působení proměnného zatížení na ložiska je nutné toto zatížení nahradit tzv. myšleným dynamickým zatížením, které má na ložisko stejný vliv jako zatížení skutečné.

Střední dynamické zatížení pro sinusový průběh skutečného zatížení

$$F_{Ls} = 0,75 \cdot F_{Lmax} = 0,75 \cdot 12\,028,3609 = 9\,021,2707\,N$$

Trvanlivost ložisek pro střední dynamické zatížení

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_{Ls}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{93\,000}{9\,021,2707}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4860} = 8\,177,0489\,hod$$

Životnost ložisek je v souladu s předpokládanou hodnotou. Pro kontrolu byl proveden výpočet i pro maximální dynamické zatížení, které by teoreticky nemělo nastat, nicméně v praxi se běžně vyskytují případy, kdy dochází k hutnění tzv. přehutněných vrstev, a následně k vibroúderům, které zvyšují celkové zatížení uložení.

Trvanlivost ložisek pro maximální dynamické zatížení

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_{Lmax}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{93\,000}{12\,028,3609}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4860} = 3\,134,2537\,hod$$

## 6.8 KONSTRUKČNĚ - DESIGNOVÝ ROZBOR STROJE VD 450/22

### 6.8.1 CELKOVÝ POHLED NA STROJ VD 450/22



Obr. 27 - Vibrační deska VD 450/22 bez příslušenství



Obr. 28 - Vibrační deska VD 450/22 s příslušenstvím

Konstrukční řešení a designový návrh byl zpracován na základě požadavků zadavatele. Byl proveden také návrh volitelného příslušenství ke stroji dodávaného. Navržená konstrukce disponuje požadovanými tuhostními a odolnostními parametry, bezpečnostními prvky a manipulačními doplňky. V souladu se zadáním byl proveden také návrh řidítek dvojího typu, která jsou znázorněna na obr. 27 a 28.

## 6.8.2 ROZBOR SOUČÁSTÍ STROJE

### 6.8.2.1 SPODNÍ DESKA S VIBRÁTOREM



Obr. 29 - Spodní deska s vibrátorem

Spodní deska s vibrátorem je konstruovaná jako monoblok s tzv. skříňovou částí, na které jsou uloženy gumokovy. Tato konstrukce byla zvolena z důvodu co možná

nej-vyšší pevnosti celého spodního dílu, na který působí nejvyšší rázy, a současně je celá konstrukce dostatečně jednoduchá a levná. Uložení gumokovů bylo stejně jako u desky VD 450/22 KLASIK zvoleno šikmé z důvodu větší únosnosti a životnosti.

### 6.8.2.2 OCHRANNÝ RÁM STROJE

Ochranný rám stroje je hlavním designovým prvkem celé konstrukce. Kromě designového účelu má rám také účel ochranný. Musí chránit všechny křehčí a složitější části stroje, zejména motor a jeho ovládání, před možným poškozením. Dále musí zajišťovat možnost manipulace a zvedání pomocí jeřábu. Byla navržena uzavřená rámová konstrukce s příčnými výstužemi, která všechny tyto požadavky splňuje.



Obr. 30 - Ochranný rám

### 6.8.2.3 PŘEDNÍ KRYT



Přední kryt má za účel designově vyplnit přední prostor rámu stroje v případě, že stroj nebude vybaven doplňkovou výbavou - kropením. Při návrhu tohoto krytu bylo použito motivu tří výřezů, jež jsou sjednocujícím prvkem celé nové řady všech vibračních desek jednosměrných i reverzních.

### 6.8.2.4 KRYT ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Kryt řemenového převodu má za účel bezpečné zakrytí pohyblivých částí stroje. Při konstrukci byla zvolena kombinace plastu a kovu, která dovo-luje tvarovou variabilitu a zajišťuje dostatečnou pevnost, a tím i bezpečnost. Je sice pravda, že výroba formy pro plastovou část krytu je značně nákladná, nicméně při rozptýlení těchto nákladů do sériové výroby se cena

dílu stává ekonomicky výhodnou. Plastová část krytu byla též vhodně zvolena z důvodu větší variability výstupního designu oproti krytům celokovovým. Plastový díl je vyráběný metodou rotomolding (rotační tváření plastů) z materiálu nesoucí označení DOWLEX™ 2631UE Polyethylene Resin.



#### 6.8.2.5 NÁDRŽ NA VODU



Obr. 33 - Nádrž na vodu

Nádrž na vodu jako součást kropení pro hutnění živichých povrchů byla navržena tak, aby ji bylo možné použít nejen u desky VD 450/22, ale také u redesignované vibrační desky nižší váhové kategorie s označením VD 12P. Nádrž je navržena pro umístění do přední části stroje, což umožňuje snadnější přístup vody do kropicího systému. Výřez ve spodní části nádrže byl navržen z důvodu snadného uchycení stroje v přední části. Nádrž je vyrobena stejně jako kryt řemenového

převodu technologií rotomolding, z materiálu DOWLEX™ 2631UE Polyethylene Resin.

#### 6.8.2.6 PODVOZEK

Podvozek, volitelné příslušenství, byl pro stroj navrhován proti předcházejícímu řešení jako integrovaný, tzn. že je součástí stroje při provozu. Díky této konstrukci se usnadnila manipulace s tímto příslušenstvím a také se zabránilo jeho častému ztracení. Snadná dosažitelnost automaticky zvyšuje i jeho provozní využití. Pro konstrukci byla použita větší kolečka zajišťující dostatečnou stabilitu při manipulaci a snadnou průchodnost po nezpevněných materiálech.



Obr. 34 - Podvozek

## 7 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ PROJEKTU

Vibrační deska VD 450/22 KLASIK byla konstruována v době, kdy přesné a vysoce efektivní technologie, jako jsou laserové pálení, automatová výroba apod., nebyly dostupné pro tento druh výroby. V současné době, díky výraznému snížení pořizovacích nákladů této techniky, je možné ji využít i pro výrobu středních sérií, mezi které se výroba vibračních desek řadí. Díky efektivnosti a přesnosti technologie laserového pálení a konstrukčnímu řešení, které tato technologie dovoluje, došlo ke značným výrobním úsporám. Další nově využitou technologií je pulzní sváření. Tato technologie snížila výrobní náklady zejména díky malému tepelnému ovlivnění svařovaných součástí. Zřejmě k nejvýraznějším úsporám došlo díky možnosti návrhu konstrukce stroje v 3D softwaru, díky čemuž dochází ke snížení návrhářských časů a předcházení kolizních situací při montáži stroje. Při konstrukci stroje bylo využito plastových dílů vytvořených technologií rotomolding, u které jsou sice vyšší náklady na vytvoření formy, ale díky vysoké životnosti formy, která je kolem 10000 výrobků, se tyto náklady rozptýlí. I když stroj obsahuje větší množství designových prvků než předchozí model VD 450/22 KLASIK, díky využití moderních technologií je předpokládané snížení výrobních nákladů o 15-20%.



## 8 ZÁVĚREČNÉ ZHODNOCENÍ PROJEKTU

### 8.1 POROVNÁNÍ DESIGNU STROJŮ VD 450/22 KLASIK A VD 450/22



Vibrační deska  
VD 450/22 KLASIK



Vibrační deska  
VD 450/22

Obr. 35 - Porovnání designu strojů VD 450/22 KLASIK a VD 450/22

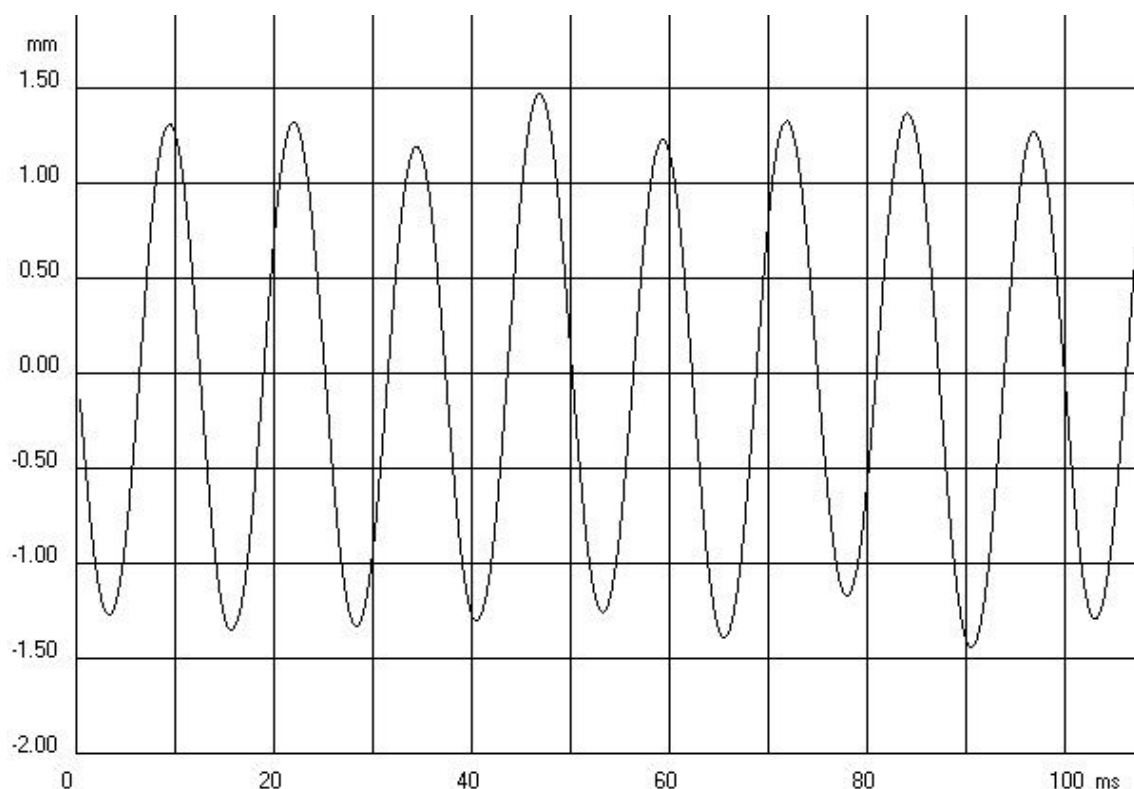
Na Obr. 35 jsou znázorněny stroje VD 450/22 KLASIK a VD 450/22 bez příslušenství. O stroji VD 450/22 lze tvrdit, že jeho design obsahuje moderní prvky a díky tomu se pro současného zákazníka stává atraktivnějším než model VD 450/22 KLASIK, jehož design byl moderní v době jeho vzniku, v letech 1993 a 1994.



## 8.2 POROVNÁNÍ AMPLITUDY A FREKVENCE VIBRACÍ

### 8.2.1 MĚŘENÍ AMPLITUDY A FREKVENCE VIBRACÍ POMOCÍ VIBROMETRU

Měření amplitudy vibrací bylo provedeno se snímačem umístěným na čele vibrační plotny. Toto měření bylo provedeno pro více hutněných materiálů. Největší amplituda byla naměřena při hutnění šterkového podloží. Pro toto podloží byl přístrojem vygenerován průběh výchylky v čase dle Obr. 36.



Obr. 36 - Časový průběh výchylky na čele hutnící plotny při hutnění šterku

---

*NAMĚŘENÉ HODNOTY*

---

- Hutnění šterku:

Střední hodnota amplitudy

$$A_m = 1,3090 \text{ mm}$$

Střední hodnota frekvence

$$f = 80,3 \text{ Hz}$$

- Hutnění na gumě:

Střední hodnota amplitudy

$$A_m = 1,2965 \text{ mm}$$

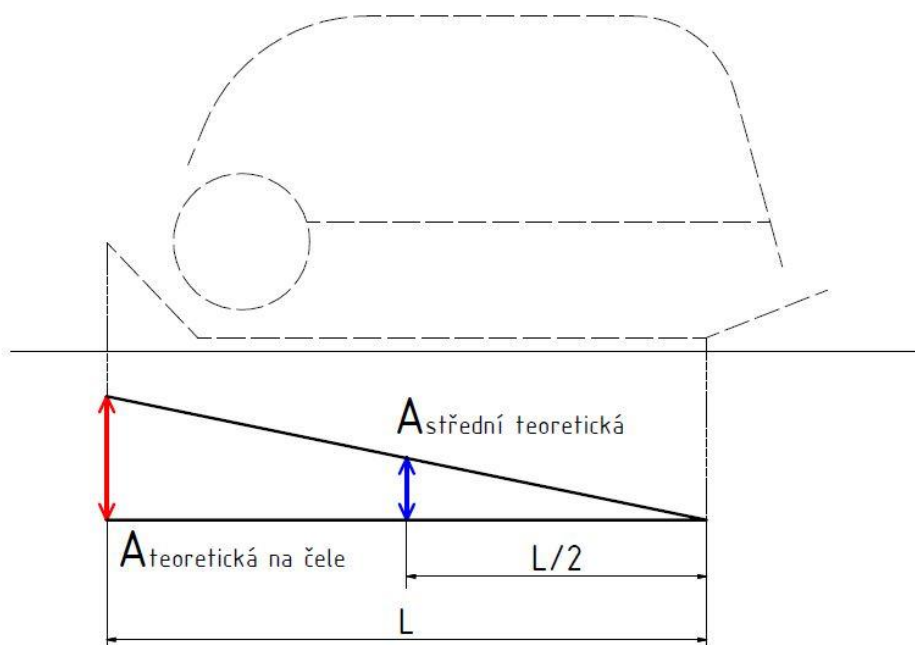
Střední hodnota frekvence

$$f = 81 \text{ Hz}$$

Z naměřených hodnot vyplývá, že čím méně plastických a elastických deformací je hutněný povrch schopen pojmout, tím větší je hodnota amplitudy vibrací při jeho hutnění.

## 8.2.2 POROVNÁNÍ TEORETICKÉ A SKUTEČNÉ AMPLITUDY VIBRACÍ

Pro porovnání vypočtených a naměřených hodnot je nutné hodnoty amplitud určit v jednom konkrétním místě, například v místě čela hutnící plotny.



Obr. 37 - Průběh amplitudy závislý na vzdálenosti od paty hutnící plotny

### VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET TEORETICKÉ AMPLITUDY NA ČELE HUTNÍCÍ PLOTNY

Střední teoretická hodnota amplitudy

$$A = 0,8664 \text{ mm}$$

### VÝPOČET

Teoretická hodnota amplitudy na čele hutnící plotny

$$\frac{A_{\xi}}{L} = \frac{A}{\frac{L}{2}} \gg A_{\xi} = 2 \cdot A = 1,7328 \text{ mm}$$

---

*POROVNÁNÍ HODNOT*

---

Střední hodnota amplitudy na čele hutní plotny (měřená)

$$A_m = 1,3090 \text{ mm}$$

Teoretická hodnota amplitudy na čele hutní plotny

$$A_{\xi} = 1,7328 \text{ mm}$$

$$A_{\xi} = 1,7328 \text{ mm} > 1,3090 \text{ mm} = A_m$$

Z porovnání hodnot vypočtených a naměřených amplitud je patrné, že teoretická hodnota amplitudy je pouze orientační hodnota, která nezahrnuje vliv plasticity hutněného podloží na velikost odskoku. Proto je teoretická hodnota amplitudy větší než hodnota zjištěná měřením v reálných podmínkách.

---

**8.2.3 POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH A ZADANÝCH HODNOT FREKVENCE**

---

V zadání projektu byl požadavek na frekvenci vibrátoru, kterou má stroj disponovat. Tato frekvence byla stejně jako u předchozího modelu stroje zvolena na hodnotu 81 Hz.

---

*POROVNÁNÍ HODNOT*

---

Požadovaná frekvence vibrátoru

$$f_2 = 81 \text{ Hz}$$

Naměřená frekvence vibrátoru (štěrk)

$$f_m = 80,3 \text{ Hz}$$

Procentuální odchylka frekvence od požadované hodnoty

$$t_f = 0,8642\%$$

### 8.3 POROVNÁNÍ HMOTNOSTNÍCH PARAMETRŮ STROJE

Jedním z hlavních požadavků na konstrukci stroje byla jeho hmotnost bez příslušenství, která by měla odpovídat hodnotě 150 kg.

#### *POROVNÁNÍ HODNOT*

---

Požadovaná hmotnost stroje

$$m = 150 \text{ kg}$$

Naměřená hmotnost stroje

$$m_m = 148 \text{ kg}$$

Procentuální odchylka hmotnosti od požadované hodnoty

$$t_m = 1,33 \%$$

### 8.4 POROVNÁNÍ ŽIVOTNOSTNÍCH PARAMETRŮ

V kapitole 6.7.2.3 byla provedena volba ložisek použitých pro konstrukci vibrátoru a byla spočtena teoretická životnost tohoto uložení. Uložení excentrického hřídele má zásadní vliv na správnou činnost stroje a proto byl při jeho návrhu kladen důraz zvláště na životnost tohoto uložení. Po sestavení prototypu stroje VD 452/22 byly provedeny zkoušky životnosti. Stroj byl testován po dobu 1500 provozních hodin nepřetržitého provozu. Po tomto testovacím cyklu byl stroj rozebrán a byla zpracována nálezová zpráva. Závěrem této zprávy bylo, že všechny konstrukční části stroje, tj. hutnící plotna, deska s motorem, rám atd., byly bez poškození a trhlin, které by mohly zabránit další funkci stroje. Byla provedena i analýza vibrátoru, při které bylo zjištěno, že ložiska a gufero nesly pouze známky běžného provozního opotřebení a v daném stavu jsou schopny dále plnit své funkce.

## 9 ZÁVĚR

Vibrační deska s označením VD 450/22 byla navržena podle požadavků zadavatele. Konstrukce svým designem navazuje na, v předchozích letech redesignované vibrační desky společnosti NTC, které se díky svému atraktivnímu designu staly populární nejen na českém trhu.

Při konstrukci byl navržen excentrický hřídel, který při stanovené pracovní frekvenci 81Hz vyvodí odstředivou sílu o velikosti 22,0137 kN. Požadavek na odstředivou sílu byl zadán hodnotou  $22\text{kN} \pm 0,1\%$ . Odstředivá síla vibrátoru se od požadované hodnoty liší o 0,06%. Požadavek na odstředivou sílu byl tedy splněn. Dalším parametrem bylo dodržení celkové hmotnosti stroje. V kapitole 8.3 byla spočtena odchylka celkové hmotnosti stroje od požadované. Tato odchylka činí 1,33 %. Zadavatel projektu stanovil požadavek na hmotnost stroje, který byl  $150\text{kg} \pm 2\%$ . Z toho vyplývá, že hmotnostní parametry konstrukce stroje byly dodrženy. Po kompletaci stroje bylo provedeno měření frekvence vibrátoru a v kapitole 8.2.3 byla výpočtem zjištěna odchylka 0,8642% od požadované hodnoty frekvence. Zadavatel stanovil požadavek na hodnotu frekvence jako  $81\text{Hz} \pm 5\%$ . Požadované přesnosti bylo při konstrukci stroje dosaženo. Díky využití technologie pálení laserem, obrábění na víceosých centrech, pulznímu sváření apod. byl dle kapitoly 7 stanoven předpoklad snížení nákladů na výrobu stroje oproti stroji VD 450/22 KLASIK o cca 15 - 20%. Dosažený výsledek je velmi uspokojivý a i díky němu se zvýší konkurenceschopnost na světových trzích.

Pro vibrační desku VD 450/22 byl proveden návrh konstrukce v 3D softwaru a poté byla vytvořena 2D konstrukční dokumentace jednotlivých součástí.

Společnost NTC STAVEBNÍ TECHNIKA spol. s r. o. uvedla výrobní plán pro stroj VD 450/22, který počítá se zahájením sériové výroby stroje na přelomu měsíců srpen/září 2014.

## 10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVEBER, J. - VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly 2005.  
ISBN 80-736-01-6
- [2] PEŠÍK, L.: *Části strojů. 1. díl*. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [3] PEŠÍK, L.: *Části strojů. 2. díl*. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [4] KŘÍŽ, R. a VÁVRA, P.: *Strojnická příručka, R-Části strojů a převody (2.část)*.  
Scientia spol s r. o., Praha 1995. ISBN 80-85827-88-3
- [5] LARS FORSSBLAD: *Vibratory soil and rock fill compaction*. Dynapac Maskin, AB,  
Solna, Sveden 1981
- [6] HONDA - POWER EQUIPMENT. In: [online]. Dostupné z:  
[http://www.hondastroje.cz/doc/Katalogovy-list\\_GX160.pdf](http://www.hondastroje.cz/doc/Katalogovy-list_GX160.pdf)
- [7] MBW INC. - COMPACTION & CONCRETE CONSTRUCTION EQUIPMENT.  
In: [online]. Dostupné z: <http://mbw.com/>
- [8] NTC - PROFESIONÁLNÍ STAVEBNÍ TECHNIKA. In: [online]. Dostupné z:  
<http://ntc.cz/>
- [9] LANGER PAVEL: *Vibrační deska - Wikipedia*. In: [online]. Dostupné z:  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Vibrační\\_deska](https://cs.wikipedia.org/wiki/Vibrační_deska)
- [10] KOHUT.CZ: *Hutnění - zhutňování povrchů, vibrování*. In: [online]. ©2010.  
Dostupné z: <http://www.kohut.cz/hutneni-60-info>
- [11] KABÁT KVĚTOSLAV: *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*.  
In: [online]. VŠB-Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2010. Dostupné z:  
<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-remen.pdf>

- [12] PIKRON - AUTOMOBILOVÉ ŘEMENY KLÍNOVÉ. In: [online]. Dostupné z: [http://www.pikron.cz/pages/obchod/pdf/ar\\_klin.pdf](http://www.pikron.cz/pages/obchod/pdf/ar_klin.pdf)
  
- [13] ELOTECHNIK.CZ. In: [online]. Dostupné z: <http://www.elotechnik.cz/klinovy-remeny-12-5x968-la-xpa-950-lw-rubena.html>
  
- [14] SKF GROUP: *Ložiska*. In: [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html>
  
- [15] MULTQUIP INC.: *Soil compaction*. In: [online]. Dostupné z: [http://www.multiquip.com/multiquip/pdfs/Soil\\_Compaction\\_Handbook\\_low\\_res\\_0212\\_DataId\\_59525\\_Version\\_1.pdf](http://www.multiquip.com/multiquip/pdfs/Soil_Compaction_Handbook_low_res_0212_DataId_59525_Version_1.pdf)



## 11 SEZNAM OBRÁZKŮ

|   |    |
|---|----|
| Obr. 01 - Schéma reverzní vibrační desky a principy nastavení vibrátorů [9] ..... | 17 |
| Obr. 02 - Působící síly při jednotlivých režimech hutnění .....                   | 18 |
| Obr. 03 - Schéma jednosměrné vibrační desky a princip činnosti [9] .....          | 19 |
| Obr. 04 - Fáze neusměrněného vibrátoru a princip činnosti.....                    | 20 |
| Obr. 05 - Vibrační deska VD 450/22 KLASIK [8] .....                               | 22 |
| Obr. 06 - Volitelné příslušenství ke stroji VD 450/22 KLASIK [8] .....            | 24 |
| Obr. 07 - Schéma vařeného vibrátoru (Staré provedení) .....                       | 28 |
| Obr. 08 - Schéma soustruženého vibrátoru (Nové provedení) .....                   | 28 |
| Obr. 09 - Schéma excentru při vyvinutí největšího zatěžujícího momentu .....      | 33 |
| Obr. 10 - Závislost výkonu a kroutícího momentu na otáčkách motoru [6].....       | 36 |
| Obr. 11 - Diagram pro volbu typu úzkého klínového řemene [1].....                 | 38 |
| Obr. 12 - Schéma geometrie řemenového převodu.....                                | 39 |
| Obr. 13 - Rozměrové schéma klínového řemene [13] .....                            | 43 |
| Obr. 14 - Silové schéma řemenového převodu .....                                  | 45 |
| Obr. 15 - Schéma momentového účinku sil.....                                      | 48 |
| Obr. 16 - Schéma pohybu hutnicí plotny vůči zemi .....                            | 50 |
| Obr. 17 - Průběh amplitudy pro výpočet amplitudy pod osou hřídele .....           | 50 |
| Obr. 18 - Časový průběh výchylky a zrychlení vibrací pod uložením hřídele .....   | 52 |
| Obr. 19 - Schéma stroje s pružnými vazbami .....                                  | 53 |
| Obr. 20 - Kinematické schéma stroje.....  | 54 |

|   |    |
|---|----|
| Obr. 21 - Uvolnění hutnící plotny stroje s vibrátorem.....  | 55 |
| Obr. 22 - Uvolnění rámu stroje s motorem .....  | 55 |
| Obr. 23 - Průběh amplitudy vibrací hutnící plotny s vibrátorem v oblasti 1. rezonanční frekvence..... | 61 |
| Obr. 24 - Průběh amplitudy vibrací hutnící plotny s vibrátorem v oblasti 2. rezonanční frekvence..... | 62 |
| Obr. 25 - Průběh amplitudy vibrací hutnící plotny s vibrátorem.....                                   | 62 |
| Obr. 26 - Schéma uvolnění excentrického hřídele.....  | 64 |
| Obr. 27 - Vibrační deska VD 450/22 bez příslušenství.....   | 67 |
| Obr. 28 - Vibrační deska VD 450/22 s příslušenstvím.....  | 67 |
| Obr. 29 - Spodní deska s vibrátorem .....   | 68 |
| Obr. 30 - Ochranný rám .....  | 68 |
| Obr. 31 - Přední kryt .....   | 69 |
| Obr. 32 - Kryt řemenového převodu .....   | 69 |
| Obr. 33 - Nádrž na vodu.....  | 70 |
| Obr. 34 - Podvozek.....   | 70 |
| Obr. 35 - Porovnání designu strojů VD 450/22 KLASIK a VD 450/22.....                                  | 72 |
| Obr. 36 - Časový průběh výchylky na čele hutnící plotny při hutnění šterku .....                      | 73 |
| Obr. 37 - Průběh amplitudy závislý na vzdálenosti od paty hutnící plotny .....                        | 75 |

## 12 SEZNAM TABULEK

|   |    |
|---|----|
| Tab. 01 - Technické parametry stroje VD 450/22 KLASIK .....             | 23 |
| Tab. 02 - Základní parametry stroje VD 450/22.....                      | 27 |
| Tab. 03 - Základní specifikace motoru HONDA GX 160 .....                | 36 |
| Tab. 04 - Základní parametry řemene AVX 10 x 763 L <sub>a</sub> SF..... | 43 |

## 13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 01 - Výkres spojky s hnací řemenicí

Příloha č. 02 - Výkres sestavy VD 450/22 bez příslušenství

Příloha č. 03 - Kusovník 01

Příloha č. 04 - Výkres sestavy VD 450/22 s příslušenstvím

Příloha č. 05 - Kusovník 02

Příloha č. 06 - Výkres excentru

Příloha č. 07 - Výkres svařence desky s vibrátorem

Příloha č. 08 - Kusovník 03

Příloha č. 09 - Výkres ochranného rámu

Příloha č. 10 - Kusovník 04

Příloha č. 11 - Výkres předního krytu